

**UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM PROJETO E PROCESSOS DE  
FABRICAÇÃO - MESTRADO PROFISSIONAL**

**Daniel Gasparin**

**DESENVOLVIMENTO CONCEITUAL DE UMA MÁQUINA DE  
ENSAIOS MECÂNICOS TIPO PÓRTICO**

Passo Fundo

2014

**Daniel Gasparin**

**DESENVOLVIMENTO CONCEITUAL DE UMA MÁQUINA DE ENSAIOS  
MECÂNICOS TIPO PÓRTICO**

Orientador: Prof. Dr. Márcio Walber

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto de Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do título de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Passo Fundo

2014

**Daniel Gasparin**

**DESENVOLVIMENTO CONCEITUAL DE UMA MÁQUINA DE ENSAIOS  
MECÂNICOS TIPO PÓRTICO**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto de Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do título de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Data de aprovação: 02/12/ 2014.

Comissão de Avaliação:

Professor Doutor Márcio Walber

Orientador

Professor Doutor Charles Israel

Universidade de Passo Fundo

Professor Doutor Agenor de Meira Júnior

Universidade de Passo Fundo

Professor Doutor Patric Daniel Neis

Universidade Federal do Rio Grande do Sul

*Aos meus pais, Wilson e Ivone, que sempre estiveram presentes me dando força e coragem no meu aperfeiçoamento profissional e pessoal, sendo meus maiores exemplos de vida.*

*À Silvia, pelo amor e compreensão nos momentos difíceis, cujo apoio foi essencial para a conclusão deste trabalho.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que contribuíram para realizar a minha pesquisa, tanto no momento de incentivo quanto no de colaboração. Em especial, meus sinceros agradecimentos:

A Deus, que me proporcionou forças necessárias para continuar na caminhada.

À Universidade de Passo Fundo, pela oportunidade de aprendizado e aperfeiçoamento profissional adquirido desde minha graduação até hoje e pela excelente estrutura oferecida à realização deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Márcio Walber, meu orientador, por expandir o horizonte da minha pesquisa, pela atenção exclusiva e pelos incentivos que moveram a realização do trabalho.

À banca examinadora, pelas discussões e sugestões que serviram para o crescimento e aprendizado, ajudando a qualificar este trabalho.

A todos os professores e colegas do PPGPPF, em especial ao colega Dionatan, grande amigo, pelo incentivo e apoio atribuídos desde minha graduação, e aos colegas Tiago e Fernando, pelas oportunas trocas de ideias.

Aos professores Fábio Goedel, Deividi Nardi e Charles Israel, que colaboraram para o desenvolvimento deste estudo.

Às minhas sobrinhas Júlia, Laura e Eduarda, pelos momentos de descontração, carinho e divertimento durante o trabalho.

Aos meus irmãos, Andréa e Diego, pelo apoio, incentivo, amor e pelos conselhos dados durante todo o trabalho, por serem muito mais do que meus irmãos. Servindo de exemplo de esforço e dedicação em tudo que fazem.

À minha namorada Silvia, minha companheira de todos os momentos, que me apoia em todas as minhas decisões, meu porto seguro durante toda a realização do trabalho, por compreender com muito amor os momentos de falta.

Ao meu pai Vilson, fonte de inspiração na escolha de minha carreira profissional, que continuamente me apoiou, nem sempre com palavras, mas com atitudes de carinho e cuidado.

À minha mãe Ivone, minha maior incentivadora, tendo grande responsabilidade em minha formação pessoal e profissional, por me orientar com muito amor na realização de escolhas certas durante toda minha vida.

*Seja você quem for, seja qual for a posição social que você tenha na vida, a mais alta ou a mais baixa, tenha sempre como meta muita força, muita determinação e sempre faça tudo com muito amor e com muita fé em Deus, que um dia você chega lá. De alguma maneira você chega lá. (Ayrton Senna)*

## RESUMO

Comprovar o comportamento estrutural de uma ligação mecânica ou componente estrutural em determinada aplicação nos diferentes ramos da indústria é essencial para garantir produtos mais eficazes, competitivos e seguros. Nesse contexto, o trabalho desenvolvido constituiu na realização de uma concepção de máquina de ensaios mecânicos tipo pórtico para analisar e validar as ligações metálicas e componentes estruturais submetidos aos esforços de compressão, tração e flexão em ensaios estáticos. Para a elaboração da concepção, foi utilizada uma metodologia de projeto composta por quatro fases: especificação do projeto, projeto conceitual, anteprojeto e projeto detalhado, utilizadas de forma sequencial, tendo grande importância na organização e elaboração do projeto. Também foi realizada a análise estrutural do equipamento através do método de elementos finitos nas diferentes situações de aplicação, bem como seu dimensionamento funcional. Concebeu-se o conceito de uma máquina modular e robusta, com capacidade para realizar diferentes testes e formada por número relativamente pequeno de componentes. A capacidade máxima de aplicação de carga concebida foi de aproximadamente 50KN em compressão e flexão e 23KN em tração, tendo assim flexibilidade para distintas aplicações nas diferentes áreas da indústria.

Palavras-chave: Máquina de ensaio tipo pórtico. Ligações Mecânicas. Componentes estruturais.

## **ABSTRACT**

It is important to prove the structural performance of a mechanical connection or structural component in a specific application in different industry sectors in order to guarantee more efficient, competitive and safe products. In this context, the work developed consisted of the idea of a mechanical steel frame testing equipment to analyze and validate metallic connection and structural components submitted to compression load path, traction and bend and static tests. For developing the idea, a project methodology consisted of four steps was used: project specification, concept project, pre-project and a detailed project, sequentially used, which were important in the organization and elaboration of the project. Yet, the structural analysis of the equipment was carried out through a finite element method in different applications, as well as its functional design. A modular and large equipment consisted of few components was conceived with capacity to carry out different tests. Load maximum capacity was nearly 50KN in compression and bend and 23KN traction, showing flexibility for different applications in different industry areas.

Keywords: Steel frame testing equipment. Mechanical connections. Structural components.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Exemplo de ligação mecânica e componente estrutural .....	17
Figura 2	Etapas metodologia da pesquisa .....	21
Figura 3	Ligações rígida e flexível: (A) ligação rígida (B) ligação flexível.....	24
Figura 4	Esforços em Parafusos e Soldas .....	25
Figura 5	Esforços Solicitantes em uma ligação .....	26
Figura 6	Esquema de montagem da análise experimental de Masioli (2011).....	27
Figura 7	Esquema de montagem da análise experimental que estão sendo realizado na comprovação experimental de Sabbagh, Chan e Mottram (2013) .....	28
Figura 8	Esquema de montagem análise experimental Silva (2006) .....	29
Figura 9	Teste experimental Ferarez, Goedel e Pravia (2013).....	30
Figura 10	Esquema de montagem análise experimental Amparo (2014) .....	31
Figura 11	Análise Experimental de Reis 2011 .....	32
Figura 12	Representação esquemática teste experimental Machado (2013) .....	33
Figura 13	Esquema Experimental de Li, Han e Ren .....	34
Figura 14	Principais tipos de produtos siderúrgicos laminados de utilização estrutural: .....	35
Figura 15	Perfis de chapas dobradas (laminados a frio) .....	36
Figura 16	Análise experimental Chodraui .....	36
Figura 17	Análise experimental Bonatto (2009).....	37
Figura 18	Tipos de engastes de uma viga .....	38
Figura 19	Esquema e análise experimental de Van-Long, Jean-François e Jean Pierra. ....	39
Figura 20	Ensaio de compressão em materiais frágeis e dúcteis .....	40
Figura 21	Alguns tipos de fixação para ensaio de flambagem.....	41
Figura 22	Coluna com flambagem global.....	41
Figura 23	Coluna com Flambagem local .....	42
Figura 24	Flambagem por distorção da seção transversal .....	42
Figura 25	Esquema ensaio experimental de Chan e Gardner (2009).....	43
Figura 26	Ensaio e esquema dos testes realizados por Tu, Shen e Li.....	43
Figura 27	Máquina tipo pórtico de 500 KN – LAMEF .....	45
Figura 28	Laboratório de estruturas pesadas da <i>University of Bradford</i> .....	46
Figura 29	Máquina de ensaio da <i>Università Degli Studi Firenze</i> .....	46
Figura 30	Máquina de ensaio da <i>University of Houston</i> .....	47
Figura 31	Máquinas de ensaio <i>Ruhr-Universität Bochum</i> .....	48

Figura 32	Máquina de ensaio de <i>Oregon State University</i> .....	49
Figura 33	Procedimento geral para o desenvolvimento do projeto.....	50
Figura 34	Linha mestra do projeto .....	55
Figura 35	Função global.....	59
Figura 36	Estrutura de funções .....	59
Figura 37	Concepção das variantes V4 e V6 .....	66
Figura 38	Concepção variante V11.....	67
Figura 39	Árvore de objetivos.....	68
Figura 40	Perfil dos valores de $W_i$ da variantes .....	70
Figura 41	Portadores função principal .....	72
Figura 42	Análise de esboço .....	74
Figura 43	Modelos de bancadas estudados. ....	75
Figura 44	Peças (módulos) principais .....	76
Figura 45	Montagem ensaio de flexão .....	77
Figura 46	Montagem ensaio de flexão em ligações parafusadas ou soldadas .....	78
Figura 47	Montagem ensaio de compressão e tração.....	79
Figura 48	Montagem para ensaio de perfis .....	80
Figura 49	Espessuras dos principais componentes .....	82
Figura 50	Tipo de Malhas utilizadas na análise .....	83
Figura 51	Modelo de parafuso utilizado nas análises .....	83
Figura 52	Contatos de atrito e detalhe ligação .....	84
Figura 53	Pré-tensão nos parafusos.....	84
Figura 54	Condições de contorno para primeira análise ensaio de flexão.....	86
Figura 55	Resultado para montagem de flexão - primeira análise.....	87
Figura 56	Condições de contorno para segunda análise ensaio de flexão .....	88
Figura 57	Resultado para montagem de flexão - segunda análise .....	89
Figura 58	Condições de contorno para primeira análise de ensaio com viga em balanço.....	90
Figura 59	Resultado para montagem para ensaio em viga em balanço - primeira análise ....	91
Figura 60	Condições de Contorno para segunda análise de ensaio com viga em balanço ....	92
Figura 61	Resultado para montagem para ensaio em viga em balanço - segunda análise.....	93
Figura 62	Condições de Contorno para análise de ensaio de compressão .....	94
Figura 63	Resultado para montagem para compressão.....	95
Figura 64	Condições de Contorno para primeira análise de ensaio de tração .....	96
Figura 65	Resultado para montagem para tração .....	97

Figura 66	Condições de Contorno para primeira análise de ensaio com fixação através de viga central.....	98
Figura 67	Resultado para montagem de ensaios com fixação através de viga central – primeira análise.....	99
Figura 68	Condições de Contorno para segunda análise de ensaio com fixação através de viga central.....	100
Figura 69	Resultado para montagem de ensaios com fixação através de viga central – segunda análise .....	101
Figura 70	Condições de contorno para análise do em tração da fixação cilindro em tração	102
Figura 71	Resultado da análise para fixação do cilindro em tração.....	103
Figura 72	Condições de contorno para análise do em tração da fixação cilindro em compressão .....	103
Figura 73	Resultado da análise para fixação do cilindro em compressão.....	104
Figura 74	Esquema sistema hidráulico .....	105
Figura 75	Esquema de funcionamento do sistema de controle .....	107
Figura 76	Exemplo de um perfil de aplicação de carga .....	108
Figura 77	Componente do sistema de controle .....	109
Figura 78	Concepção final da máquina de Ensaio .....	112
Figura 79	Projeto detalhado com as cotas principais da máquina de ensaio .....	113

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Lista de requisitos do projeto.....	56
Tabela 2	Abstração .....	58
Tabela 3	Lista de concepções .....	62
Tabela 4	Combinação dos princípios de solução.....	64
Tabela 5	Lista de concepções com alternativas.....	65
Tabela 6	Lista de seleção com as doze combinações .....	65
Tabela 7	Critério de avaliação das soluções.....	69
Tabela 8	Avaliação das três variantes.....	70
Tabela 9	Propriedades dos materiais da análise .....	85
Tabela 10	Número de nós e elementos para primeira análise flexão .....	85
Tabela 11	Numero de nós e elementos para segunda análise flexão.....	88
Tabela 12	Número de nós e elementos – primeira análise viga em balanço .....	89
Tabela 13	Número de nós e elementos – segunda análise viga em balanço .....	92
Tabela 14	Número de nós e elementos da análise de compressão/tração .....	97
Tabela 15	Número de nós e elementos – primeira análise perfis .....	97
Tabela 16	Número de nós e elementos para análise de compressão/tração .....	101
Tabela 17	Avaliação do Anteprojeto .....	110
Tabela 18	Caraterísticas da máquina de ensaio .....	112

## LISTA DE ABREVIATURAS

2D	Duas dimensões
3D	Três dimensões
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ARBL	Aços de alta resistência e baixa liga
ASTM	American Society for Testing and Materials
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CLP	Comando lógico programável
GMAW	Gas Metal Arc Welding
LVDT	Linear variable differential transformer
MEF	Método de elementos finitos

## LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, m <sup>2</sup>
A <sub>c</sub>	Área da Coroa, m <sup>2</sup>
A <sub>h</sub>	Área da haste, m <sup>2</sup>
A <sub>p</sub>	Área interna do pistão, m <sup>2</sup>
A <sub>t</sub>	Área transversal, m <sup>2</sup>
D <sub>h</sub>	Diâmetro da haste, mm
D <sub>p</sub>	Diâmetro do pistão, mm
D <sub>t</sub>	Diâmetro tubulação, mm
E	Módulo de elasticidade, GPa
F	Força, Newton
F <sub>i</sub>	Pré carga nos parafusos, Newton
F <sub>p</sub>	Carga de prova, Newton
G	Gravidade, m <sup>2</sup> /s
L <sub>o</sub>	Comprimento inicial
L <sub>t</sub>	Comprimento total da tubulação
M <sub>t</sub>	Momento torçor absorvido
N	Coefficiente de encruamento
n	rotação, rpm
P	Pressão, bar
P <sub>b</sub>	Pressão da Bomba
PN	Pressão nominal
Q	Vazão, L/min
Q <sub>b</sub>	Vazão da Bomba, L/min
Q <sub>ia</sub>	Vazão induzida de avanço, L/min
Q <sub>ir</sub>	Vazão induzida de retorno, L/min
r	relação
R <sub>e</sub>	Número de Reynolds
S	Coefficiente de segurança
S <sub>p</sub>	Resistência à prova, MPa
S <sub>u</sub>	Limite de resistência à tração
S <sub>y</sub>	Limite de escoamento, MPa
V <sub>a</sub>	Velocidade de avanço, m/min

V      Velocidade fluido, m/min  
V<sub>g</sub>    Volume de absorção da bomba

## SUMÁRIO

1	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	17
1.1	CONTEXTO .....	17
1.2	JUSTIFICATIVA .....	18
1.3	MOTIVAÇÃO.....	19
1.4	OBJETIVOS.....	20
1.4.1	<b>Objetivo geral</b> .....	20
1.4.2	<b>Objetivos específicos</b> .....	20
1.5	PERGUNTA DA PESQUISA.....	20
1.6	METODOLOGIA DA PESQUISA.....	20
1.7	ESTRUTURA DO DOCUMENTO .....	21
2	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	23
2.1	UNIÕES METÁLICAS .....	23
2.1.1	<b>União Parafusada</b> .....	28
2.1.2	<b>União Soldada</b> .....	31
2.2	COMPONENTES ESTRUTURAIS .....	34
2.3	ENSAIO DE FLEXÃO .....	37
2.4	ENSAIO DE COMPRESSÃO E FLAMBAGEM .....	39
2.5	ENSAIO DE TRAÇÃO.....	44
2.6	ALGUMAS MÁQUINAS DE ENSAIOS TIPO PÓRTICO EXISTENTES.....	44
2.7	METODOLOGIA PARA PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS .....	49
2.7.1	<b>Especificação do projeto</b> .....	50
2.7.2	<b>Projeto conceitual</b> .....	51
2.7.3	<b>Anteprojeto e projeto detalhado</b> .....	52
3	<b>PROJETO CONCEITUAL PARA MÁQUINA DE ENSAIO</b> .....	54
3.1	ESPECIFICAÇÃO DO PROJETO .....	54
3.2	PROJETO CONCEITUAL .....	57
3.2.1	<b>Abstração e elaboração da função global e estrutura de funções</b> .....	58
3.2.2	<b>Combinação dos princípios de funcionamento</b> .....	60
3.2.3	<b>Concretização em variantes de concepção</b> .....	66
3.2.4	<b>Avaliação das variantes</b> .....	67
3.3	ANTEPROJETO .....	71

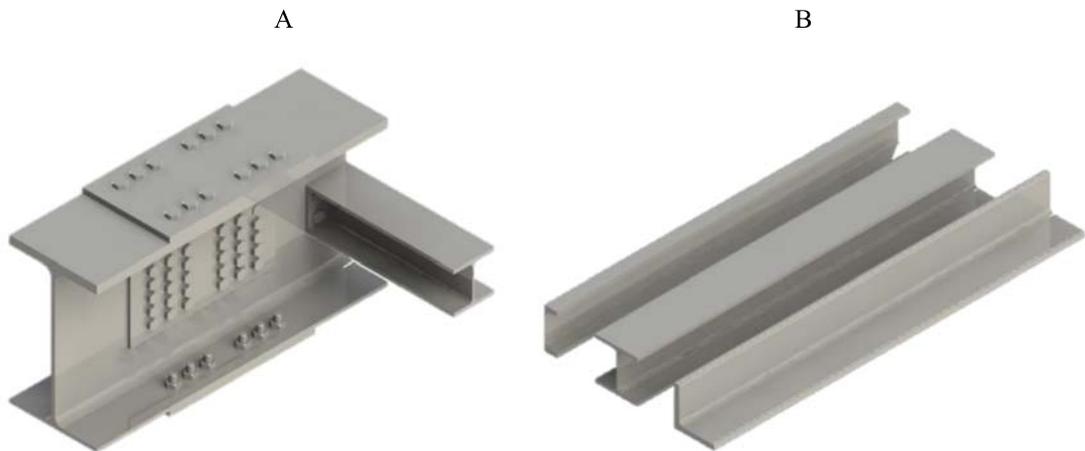
3.3.1	<b>Identificação dos requisitos determinantes da configuração</b> .....	71
3.3.2	<b>Portadores da função principal e auxiliares</b> .....	72
3.3.3	<b>Estudo para projeto modular</b> .....	73
3.3.4	<b>Montagem para ensaio de flexão</b> .....	77
3.3.5	<b>Montagem para ensaio de flexão para vigas em balanço</b> .....	78
3.3.6	<b>Montagem para ensaio de compressão e tração</b> .....	79
3.3.7	<b>Montagem para ensaios com fixação através de uma viga central</b> .....	80
3.3.8	<b>Análise estrutural através do MEF</b> .....	81
3.3.8.1	Análise de elementos finitos para ensaio de Flexão.....	85
3.3.8.2	Análise de elementos finitos para ensaio de Flexão com viga em balanço.....	89
3.3.8.3	Análises de elementos finitos para ensaio de Compressão/Tração .....	93
3.3.8.4	Análise de elementos finitos para ensaios com fixação através de uma viga Central .....	97
3.3.8.5	Análises de elementos finitos para fixação do cilindro.....	101
3.3.9	<b>Sistema hidráulico</b> .....	104
3.3.10	<b>Sistema de controle</b> .....	107
3.3.11	<b>Avaliação do Anteprojeto</b> .....	110
3.4	<b>PROJETO DETALHADO</b> .....	111
4	<b>DISCUSSÕES DOS RESULTADOS</b> .....	114
4.1	RESULTADOS NA APLICAÇÃO DE UMA METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE PROJETO .....	114
4.2	RESULTADOS ANÁLISE ESTRUTURAL ATRAVÉS DO MEF .....	115
4.3	RESULTADOS NO SISTEMA DE CONTROLE E APLICAÇÃO DE CARGAS.....	116
4.4	RESULTADOS SOB A ÓTICA DO DFMA ( <i>DESIGN FOR MANUFACTURING AND ASSEMBLY</i> ).....	116
5	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	119
5.1	ATENDIMENTO DOS OBJETIVOS.....	119
5.2	CONTRIBUIÇÃO.....	120
5.3	TRABALHOS FUTUROS.....	121
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	122
	<b>APÊNDICES</b> .....	126
	<b>ANEXOS</b> .....	132

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTO

Produtos como máquinas, dispositivos e estruturas mecânicas são compostos basicamente por conjuntos de peças fixas e móveis, capazes de se manterem estáveis durante a realização de uma tarefa ou função. Na fabricação desses produtos, a maioria das indústrias, principalmente as que trabalham com a produção de bens de consumo, utiliza uniões mecânicas (Figura 1A) para a ligação dos componentes estruturais (Figura 1B).

Figura 1 – Exemplo de ligação mecânica e componente estrutural



Fonte: Autor

A soldagem e a união roscada são os principais meios de fixação de componentes utilizados na indústria de forma geral. Todavia, as uniões empregadas atualmente, como a soldagem, os adesivos industriais e as juntas parafusadas, trazem diversos fatores negativos ao projeto e à fabricação de determinados produtos. A soldagem pode causar distorções de forma e posição, além de alterações nas propriedades dos materiais na zona termicamente afetada pelo calor. Os adesivos industriais necessitam, na maioria das vezes, de pré e/ou pós-processamento, o que pode ocasionar um tempo de produção elevado, além de serem restritos a determinados carregamentos, ambientes de funcionamento e temperaturas. Ainda, as juntas parafusadas (ou uniões roscadas) podem conferir aumento de peso à estrutura, além de interferir no acabamento visual de alguns tipos de produtos.

As uniões mecânicas são regulamentadas por normas de referência. Contudo, algumas empresas necessitam utilizar ligações especiais não normatizadas em razão do tipo de

aplicação de seus produtos ou do emprego de novos materiais, sendo improvável saber se a quantidade de parafusos ou os parâmetros da soldagem são suficientes para garantir a integridade estrutural de determinada junta. Nesse sentido, as validações por meio de ensaios práticos mostram-se importantes instrumentos para garantir a segurança estrutural de seus produtos.

Existem normas, como a NBR 15980 e ASTM A6/A6M, que se referem às características de diferentes tipos de perfis metálicos laminados. Essas normas abordam, normalmente, aqueles perfis oriundos dos distintos processos de fabricação utilizados nas grandes empresas siderúrgicas. Contudo, com o avanço dos processos de fabricação, empresas de diferentes portes podem manufaturar seus próprios perfis, empregando os processos de corte e dobra, utilizando-se dos perfis conhecidos como formados a frio, os quais podem ser de diferentes geometrias e espessuras, garantindo grande flexibilidade em sua aplicação. Atualmente, as universidades de diferentes países vêm realizando pesquisas com esses tipos de perfis, pois, com sua aplicação, é possível garantir resistências similares utilizando menor quantidade do material, o que, de maneira geral, diminui o peso de produtos industrializados.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Desde os primórdios da humanidade, a habilidade de unir materiais similares e não similares tem sido fundamental para a criação de utensílios, no desenvolvimento de produtos, ferramentas, assim como na construção de estruturas. Os Processos de União podem ser descritos, geralmente, como o “o ato ou processo de colocar ou juntar coisas para torná-las contínuas ou de modo a formar uma unidade.” Na fabricação, a união é o processo responsável por anexar componentes, elementos estruturais e/ou peças para formar uma montagem ou conjunto que é destinado à execução de certa função ou a um conjunto de funções (MESSLER, 2004).

Os modos típicos utilizados para fixação ou união de peças e conjuntos são processos específicos, como a soldagem, materiais avançados (como os adesivos) ou, ainda, através do uso de dispositivos (parafusos, rebites, pinos e chavetas) (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

A utilização de métodos corretos para seleção e dimensionamento de uniões mecânicas e componentes estruturais pode melhorar o grau de sustentabilidade do projeto, ou seja, diminuir a quantidade de material utilizado, ocorrendo uma redução de peso e consequentes gastos de energia.

Entretanto, não é apenas na utilização final do produto que se obtêm vantagens ao realizar um correto dimensionamento das uniões e componentes metálicos. Segundo Groover (2010), os materiais e componentes envolvidos nos processos de montagem representam cerca de 5% do custo final de produção; contudo, as operações de montagem podem representar mais de 50% do tempo gasto com a fabricação de determinados produtos. Dessa forma, o projeto e a otimização de elementos de junção contribuem também para o aumento da produtividade e competitividade dos produtos.

Assim, é fundamental conhecer os elementos de fixação que podem estar presentes em determinadas situações, bem como selecionar o melhor elemento estrutural para cada aplicação.

O desenvolvimento conceitual de uma máquina de ensaios para ligações metálicas e componentes estruturais vem ao encontro dessa ideia, já que com ela as empresas de diferentes segmentos poderão otimizar seus produtos, com o objetivo de diminuir a quantidade de material utilizado, bem como validar ligações e componentes estruturais não normatizados utilizados em seus produtos, criando assim novas soluções para diferentes ramos da indústria e auxiliando no crescimento desse setor produtivo.

### 1.3 MOTIVAÇÃO

Para que um país se desenvolva, é necessário que sua industrialização cresça. Por esse motivo, as indústrias brasileiras precisam ser mais competitivas tanto nacional quanto internacionalmente; para isso, é de grande importância a realização de pesquisas relativas ao aperfeiçoamento de produtos fabricados no Brasil.

As ligações metálicas e componentes estruturais são o principal foco de pesquisas realizadas em produtos de engenharia, pois um melhoramento em suas características técnicas pode significar, por exemplo, diminuição de peso e de tempo de montagem em diferentes ramos da indústria, gerando maior competitividade para as empresas.

As pesquisas em novos materiais e meios de ligar elementos estruturais vêm mudando alguns conceitos na indústria. A colagem de metais, por exemplo, é uma nova solução utilizada em alguns setores da indústria, apresentando, em alguns casos, vantagens significativas em relação aos métodos convencionais de engenharia. Outro exemplo são os aços de alta resistência, que podem garantir um funcionamento similar ou até, em alguns casos, melhor aos produtos, com um peso consideravelmente menor.

O desenvolvimento conceitual de uma máquina de ensaio para uniões e componentes estruturais busca auxiliar as empresas que procuram ganhar competitividade mediante o avanço tecnológico de seus produtos. Para isso, é necessária a realização de pesquisas e testes práticos em invenções e em produtos existentes.

#### 1.4 OBJETIVOS

O objetivo geral e os objetivos específicos desta dissertação estão apresentados a seguir.

##### 1.4.1 Objetivo geral

Projetar uma máquina de ensaios mecânicos do tipo pórtico com o intuito de avaliar e validar ligações metálicas e componentes estruturais submetidos a esforços de compressão, flexão e tração em carregamentos estáticos.

##### 1.4.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos consistem em:

- a) aplicar uma metodologia de projeto adequada para obter a melhor concepção construtiva da máquina;
- b) realizar análise estrutural da máquina de ensaios pelo método de elementos finitos;
- c) realizar o dimensionamento funcional da máquina de ensaio.

#### 1.5 PERGUNTA DA PESQUISA

É possível projetar uma máquina de ensaio capaz de realizar diferentes tipos de testes, como compressão, tração e flexão em ligações metálicas e componentes estruturais de diferentes geometrias e dimensões?

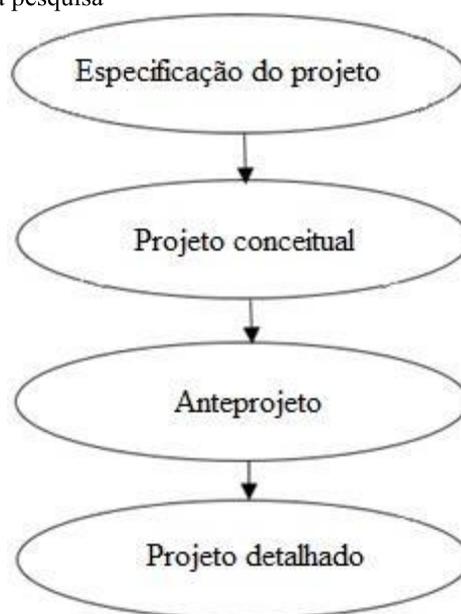
#### 1.6 METODOLOGIA DA PESQUISA

Para a concepção do projeto, foi utilizada a metodologia proposta por Pahl et al. (2005) para projetos de engenharia. Essa metodologia é composta por quatro etapas (Figura 2). Durante o período da projeção, foram utilizadas algumas ferramentas de projeto que

auxiliam nas tomadas de decisões. A revisão bibliográfica serviu para conhecer trabalhos similares e conteúdos necessários para auxiliar no atendimento dos objetivos, colaborando, sobretudo, na elaboração da lista de requisitos. Após a elaboração da lista de requisitos, foi elaborada uma lista de concepções alternativas; nela, buscaram-se soluções para realizar as diferentes subfunções que cada parte da máquina deverá exercer. Para a escolha da melhor concepção final, foi adotada primeiramente uma análise qualitativa e, em um segundo momento, análise quantitativa.

A concepção final foi modelada tridimensionalmente; em seguida, realizada a análise estrutural e o dimensionamento funcional. Para a análise estrutural, foi utilizado o método de elementos finitos (MEF), simulando os possíveis esforços que acontecem na estrutura do equipamento. Para os demais dimensionamentos, utilizaram-se catálogos de fabricantes e livros das áreas afins. Finalmente, realizou-se uma análise crítica da concepção final da máquina.

Figura 2 – Etapas metodologia da pesquisa



Fonte: Autor

## 1.7 ESTRUTURA DO DOCUMENTO

Esta dissertação está estruturada em cinco capítulos, quais sejam:

- a) o primeiro capítulo compreende a introdução da pesquisa, a qual inclui contextualização, motivação e justificativa acerca da escolha do tema, bem como a metodologia utilizada e os objetivos;

- b) o segundo capítulo é dedicado à revisão bibliográfica, em que são discutidos os assuntos pertinentes e atuais pesquisas ligadas ao trabalho desenvolvido;
- c) no terceiro capítulo, apresenta-se o desenvolvimento do trabalho, o qual está subdividido de acordo com a metodologia de projeto adotada, ou seja, em quatro fases: especificação do projeto, projeto conceitual, anteprojeto, projeto detalhado;
- d) o quarto capítulo corresponde à discussão dos resultados obtidos no desenvolvimento do trabalho;
- e) o quinto capítulo é reservado às considerações finais, bem como às sugestões de futuros trabalhos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Apresenta-se, na sequência, a fundamentação teórica sobre os principais conceitos referentes a ligações metálicas e componentes estruturais quando submetidos aos esforços de flexão, compressão e tração.

### 2.1 UNIÕES METÁLICAS

Conforme Bellei, Pinho e Pinho (2008), a ligação entre duas peças ou componentes de uma estrutura, principalmente nas de aço, tem uma função fundamental: a segurança da construção. Para ter uma ligação de boa qualidade e baixo custo, deve-se considerar o tipo de montagem a ser realizado, analisando principalmente os ajustes de montagem que podem ocasionar atrasos e provocar acidentes durante a união das partes. As normas existentes para a construção de estruturas metálicas recomendam uma mínima resistência das uniões, independentemente do esforço aplicado; isso é adotado como medida de segurança. Hoje em dia, para tornar as uniões metálicas seguras, existem dois processos de fabricação: por meio de solda e de parafuso, ou pelos dois tipos juntos.

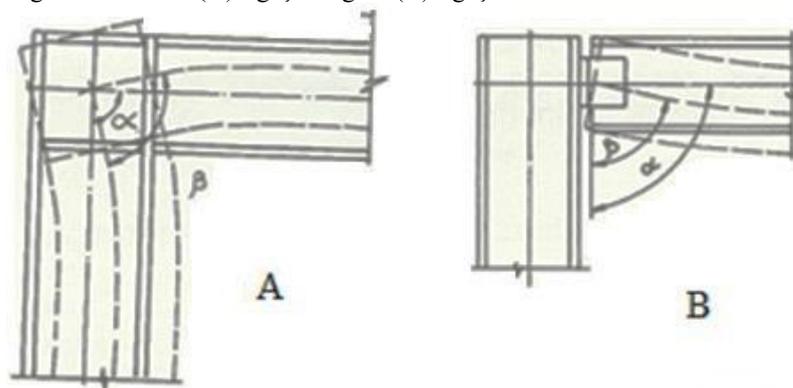
Segundo o Instituto Brasileiro de Siderurgia (2004), a rigidez das ligações, que é a capacidade de impedir a rotação entre as peças ligadas de uma estrutura, é responsável pelo comportamento final das construções em termos de rotações e deslocamentos. As ligações devem ser dimensionadas e construídas convenientemente, para que se comportem conforme desejado. Isso significa que, nos locais onde foram projetadas ligações rígidas, deverá haver detalhes construtivos que realmente impeçam a rotação entre os componentes e, nos locais onde foram projetadas ligações flexíveis, deverá haver detalhes construtivos que não impeçam a rotação entre os componentes (Figura 3).

As ligações em estruturas metálicas podem ser classificadas de três maneiras distintas: segundo a rigidez, segundo os meios de ligação e segundo os esforços solicitantes.

Conforme o Instituto Brasileiro de Siderurgia (2004), as ligações em estruturas metálicas, consoante o critério de rigidez, podem ser divididas em três tipos: rígida, semirrígida ou flexível. Na ligação rígida, mesmo após o carregamento, o ângulo formado entre as peças que se interceptam continua o mesmo (Figura 3A); nela existe transmissão de esforço cortante e fletor. Na ligação flexível, a restrição à rotação deve ser mínima, de modo que nela exista apenas esforço cortante (Figura 3 B). Já na ligação semirrígida, a restrição à rotação está entre 20 a 90 por cento daquela teoricamente necessária para evitar rotação, ou

seja, o momento transmitido não é zero (ligação flexível), nem momento máximo (ligação rígida). Essas são raramente utilizadas em razão de dificuldade de estabelecer a dependência entre o momento resistente e a rotação.

Figura 3 – Ligações rígida e flexível: (A) ligação rígida (B) ligação flexível

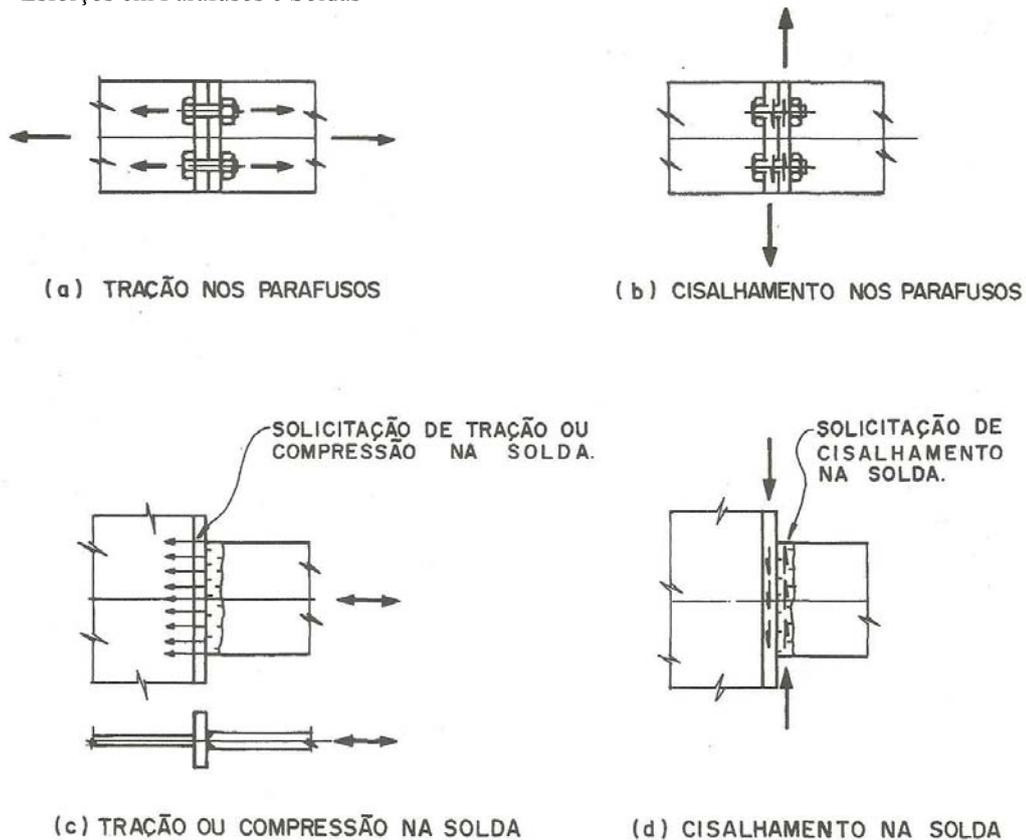


Fonte: adaptado do Instituto Brasileiro de Siderurgia (2004)

Segundo Resende (2009), não existe nenhuma ligação completamente rígida ou articulada. Todas são na verdade semirrígidas, o que significa que o comportamento da estrutura depende da caracterização da ligação. Nas ligações semirrígidas, a caracterização da ligação é muito importante, pois, quanto mais otimizada a ligação, maior é a redistribuição dos momentos na viga; com isso o projeto da estrutura também fica mais otimizado. A principal dificuldade na aplicação desses tipos de ligações é o processo de cálculo – que se torna mais elaborado.

Conforme o Instituto Brasileiro de Siderurgia (2004), em relação ao meio de ligação, as ligações em estruturas dividem-se em duas: as aparafusadas e as soldadas. A ligação parafusada deve resistir aos esforços de tração e/ou cisalhamento; já as ligações soldadas devem resistir aos esforços tração, compressão e/ou cisalhamento. A Figura 4a mostra uma ligação parafusada submetida a um esforço de tração, já a Figura 4b apresenta a mesma submetida ao esforço de cisalhamento. A Figura 4c mostra uma ligação soldada submetida ao esforço de tração ou compressão, já a Figura 4d demonstra a mesma ligação submetida ao esforço de cisalhamento.

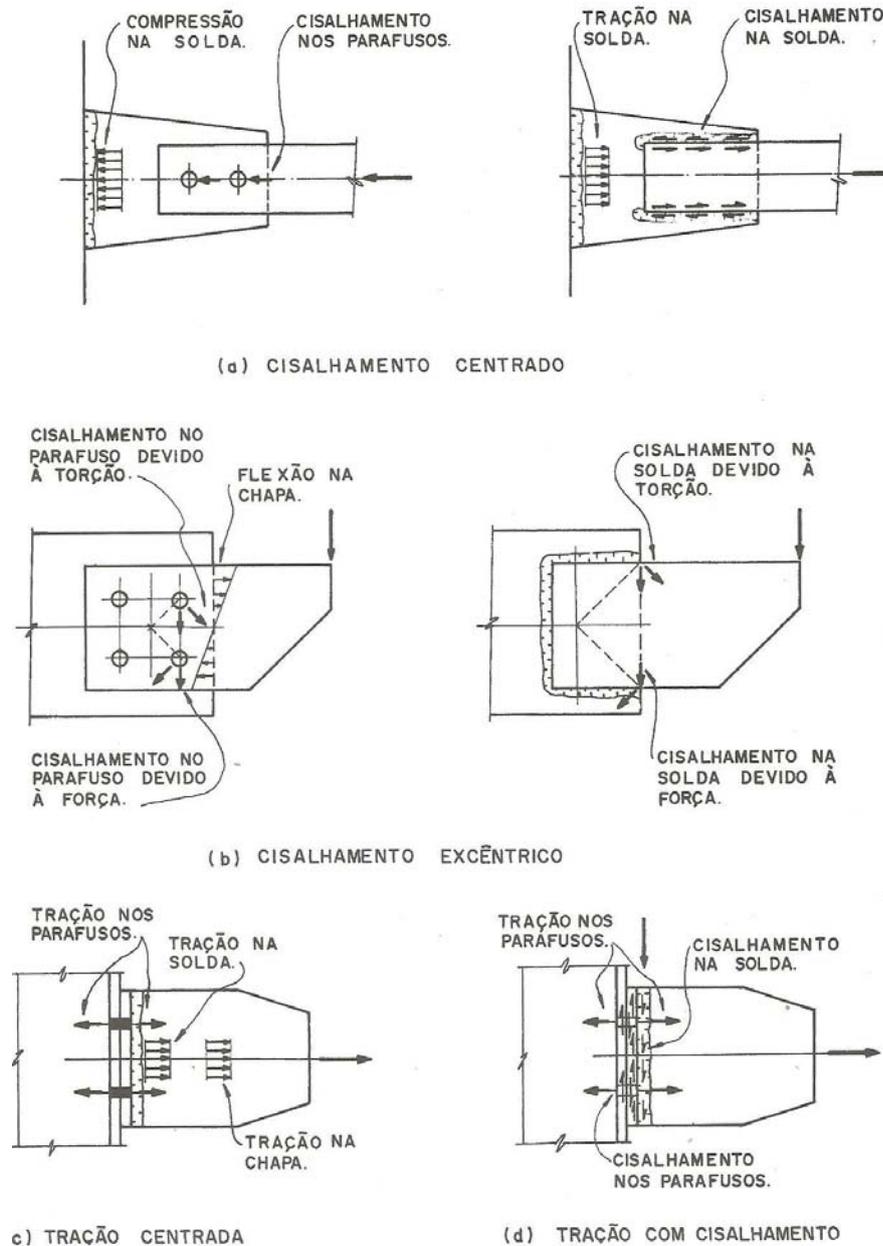
Figura 4 – Esforços em Parafusos e Soldas



Fonte: Instituto Brasileiro de Siderurgia (2004)

De acordo com o Instituto Brasileiro de Siderurgia (2004), os esforços solicitantes dependem das posições relativas, dos grupos de parafusos ou das linhas de solda resistentes. A Figura 5a mostra esforços de cisalhamento centrado em uma ligação aparafusada e em uma soldada. A Figura 5b dispõe de uma ligação aparafusada e outra soldada com um carregamento de cisalhamento excêntrico. A Figura 5c mostra uma ligação parafusada sob o esforço de tração ou compressão centrada; já a Figura 5d, uma ligação soldada sob o esforço de tração ou compressão com cisalhamento.

Figura 5 – Esforços Solicitantes em uma ligação



Fonte: Instituto Brasileiro de Siderurgia (2004)

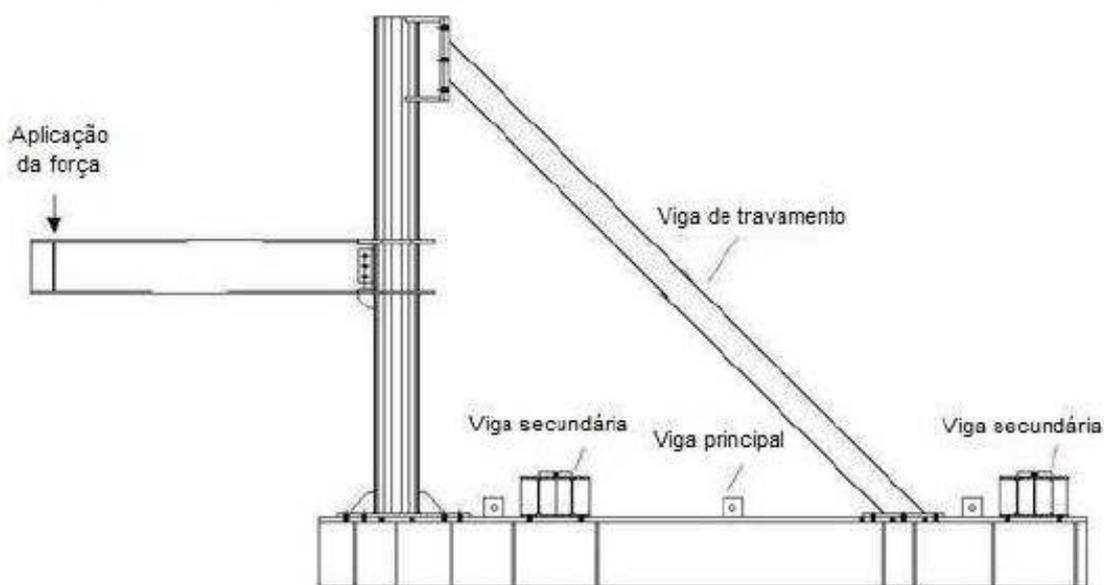
Portanto, as ligações metálicas podem ser submetidas a diferentes esforços, em razão das suas configurações, sendo que o valor da carga existente depende do tipo de estrutura ou de sua aplicação, pode ser tanto uma carga estática quanto uma carga dinâmica.

Novos tipos de ligações vêm sendo estudados nos dias atuais, principalmente nos setores em que a diminuição de peso não está somente vinculada a uma economia para as empresas, mas também para o usuário do produto; são os setores automotivo e rodoviário. Entre os novos tipos de ligações, as juntas coladas apresentam algumas vantagens significativas em relação às juntas mais usuais, como maior resistência à fadiga, maior

flexibilidade da junta, consegue unir materiais dissimilares, evita o uso de furos e não apresenta peso significativo para a estrutura. No entanto, seu processo de industrialização, na maioria das vezes, é lento, necessitando de pré-processamento e pós-processamento, o que dificulta maior utilização em máquinas e equipamentos.

Alguns estudos que utilizam parafusos e soldas em uma mesma ligação vêm sendo realizados. Masioli (2011) realizou uma análise teórica experimental de ligações em aço entre pilar tubular de seção circular e viga de seção I. Em sua análise experimental (Figura 6), foram utilizadas ligações soldadas e parafusadas. Para a aplicação da força, utilizou-se um sistema hidráulico com capacidade de realização de força de 300KN.

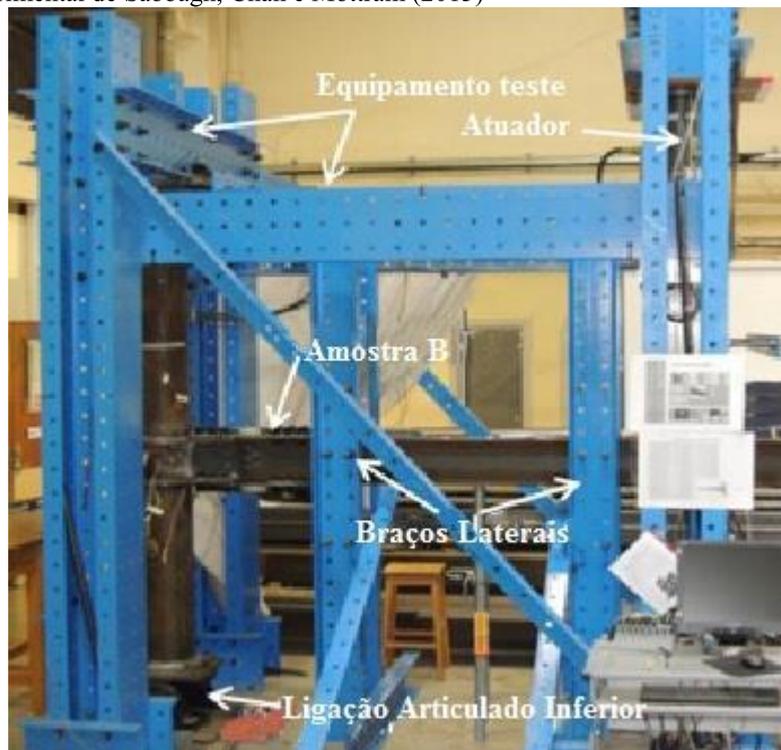
Figura 6 – Esquema de montagem da análise experimental de Masioli (2011)



Fonte: Masioli (2011)

Sabbagh, Chan e Mottram (2013) realizaram análise numérica sobre detalhamento das articulações entre vigas do tipo 'I' ligadas a tubos metálicos com diafragma externo sobre aplicações de ações sísmicas; uma série de testes experimentais (Figura 7) está sendo realizada na Universidade de *Warwick* para comparação dos resultados com os testes numéricos.

Figura 7 – Esquema de montagem da análise experimental que está sendo realizado na comprovação experimental de Sabbagh, Chan e Mottram (2013)



Fonte: Sabbagh, Chan e Mottram (2013)

### 2.1.1 União Parafusada

Conforme Bellei, Pinho e Pinho (2008), as ligações parafusadas são largamente utilizadas na indústria, os parafusos vieram com o intuito de substituir os rebites, e sua utilização é mais vantajosa. As ligações rebitadas foram utilizadas durante muito tempo, até 1969, no Brasil.

De acordo com Shigley, Mischke e Budynas (2005), os fabricantes de máquinas e equipamentos buscam constantemente a redução de números de fixadores em seus projetos, pois isso reduz tanto tempo de manufatura quanto custo dos equipamentos. Ao longo da história, as inovações em meios de ligação são enormes, e um bom engenheiro de projeto deve compreender muito bem desse assunto. Portanto, as pesquisas na redução de números de fixadores e também nos novos tipos de fixações são de grande relevância e aplicabilidade nas indústrias de diferentes segmentos, podendo aumentar a produtividade, competitividade e até a qualidade de diversos produtos.

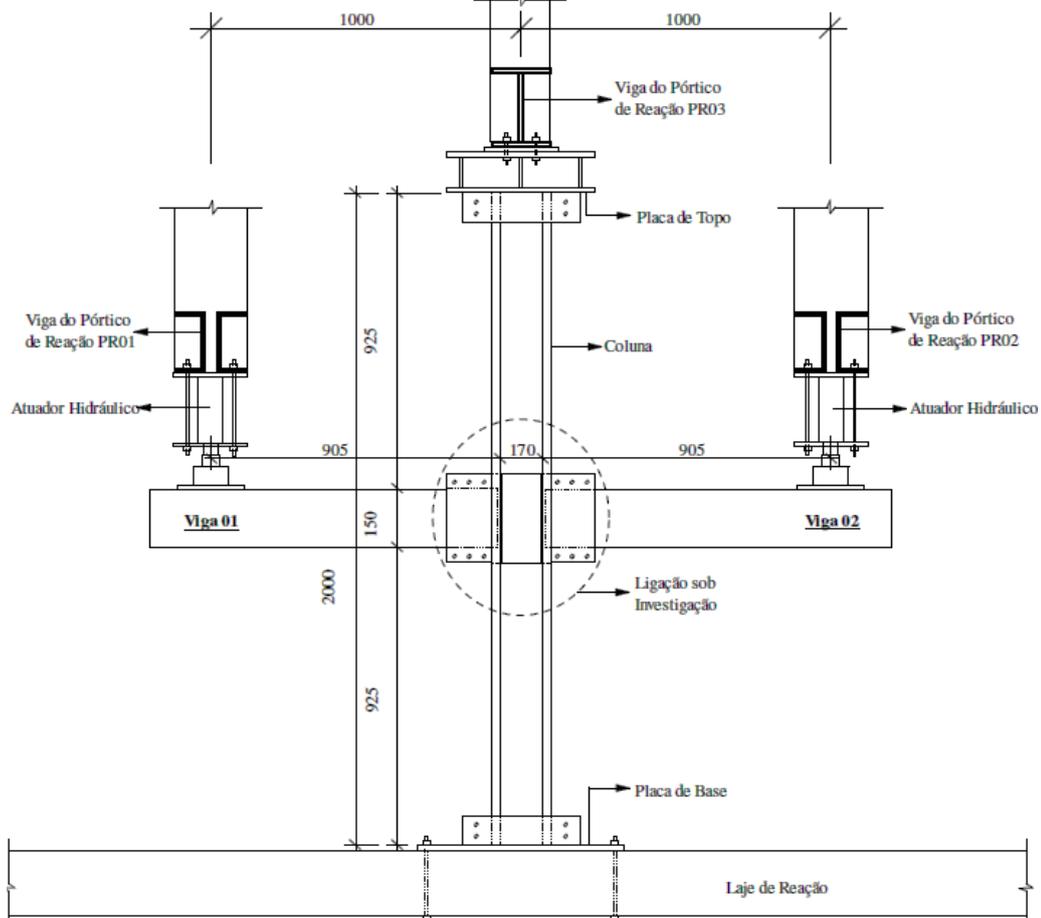
Segundo Bellei, Pinho e Pinho. (2008), as vantagens do processo de união parafusada são: as fabricações das peças são realizadas de forma rápida; na montagem em campo, as ligações são montadas rapidamente; pode-se empregar em locais onde há pouca energia; uso

de poucas pessoas, normalmente duas e não muito qualificadas como no caso do processo por soldagem; melhores condições em relação às tensões de fadiga.

Consoante Shigley, Mischke e Budynas (2005), a carga de prova de um parafuso é a carga máxima que ele resiste sem que haja deformação permanente; a resistência média à tração e os desvios-padrão correspondentes não estão especificados em normas. Portanto, é essencial um ensaio experimental, para que o projetista possa garantir a confiabilidade estrutural.

Silva (2006) realizou um estudo de ligações parafusadas em perfis formados a frio. O esquema experimental de sua análise está ilustrado na Figura 8. Nele foram utilizados três pórticos de reação, sendo dois para a aplicação de cargas e um para dar estabilidade ao sistema. Para a aplicação das forças, foram utilizados dois atuadores hidráulicos, cada um tinha uma capacidade de carga de 100KN. Nos ensaios também foram utilizadas duas células de cargas e um sistema de aquisição de dados.

Figura 8 – Esquema de montagem análise experimental Silva (2006)



Fonte: Silva (2006)

Ferarez, Goedel e Pravia (2013) realizaram um estudo numérico experimental para avaliação de uma ligação parafusada viga-coluna com chapa de topo. Em seus testes experimentais (Figura 9), a carga aplicada foi de 50 KN, realizada através de um macaco hidráulico de simples ação, controlada por uma célula de carga, já o controle do descolamento se deu através de um transdutor linear. Para a leitura dos resultados, utilizou-se um sistema de aquisição dos dados. Os resultados dos testes experimentais foram posteriormente comparados com análises numéricas realizadas, nas quais se utilizou a metodologia de elementos finitos.

Figura 9 – Teste experimental Ferarez, Goedel e Pravia (2013)



Fonte: Ferarez, Goedel e Pravia (2013)

Amparo (2014) realizou uma análise teórico-experimental de ligações tipo luva compostas por perfis tubulares com parafusos em linha e cruzados e, em seus testes experimentais, utilizou uma prensa servo-hidráulica com capacidade de carregamento de 2000KN. Na instrumentação, foram utilizados transdutores de deslocamento e extensômetros elétricos de resistência. A Figura 10a mostra uma vista geral do teste, a Figura 10b mostra os grampos e chapas de fixação, já a Figura 10c é um detalhe do transdutor de deslocamento.

Figura 10 – Esquema de montagem análise experimental Amparo (2014)



(a) Vista do ensaio, com posicionamento do transdutor de deslocamento (LVDT).



(b) Chapas metálicas e grampos.



(c) LVDT.

Fonte: Amparo (2014)

### 2.1.2 União Soldada

A soldagem é o processo que une duas ou mais peças formando um todo, garantindo entre elas a continuidade do material e características mecânicas e químicas. Conforme Pfeil e Pfeil (2009), a solda é um tipo de união por coalescência do material, que ocorre com a fusão das partes adjacentes, sendo que a energia necessária para que ocorra a fusão pode ter diferentes origens, que são: elétrica, química, óptica ou mecânica. As soldas mais empregadas na indústria são as com energia elétrica, em que normalmente a fusão do aço é provocada pelo calor produzido por um arco voltaico.

Existem diversas técnicas de soldagem, as mais utilizadas nas indústrias são:

- a) Processo de eletrodo revestido (SMAW);
- b) Processo de arco submerso (SAW);
- c) Processo MIG, MAG, TIG ou soldagem em atmosfera gasosa (GMAW);
- d) Processo de arame tubular (FCAW);
- e) Processo de soldagem eletro-escória.

Segundo Bellei, Pinho e Pinho (2008), as vantagens do processo de união por soldagem são:

- a) economia de matéria, pois o uso da soldagem permite aproveitamento total do material (área líquida = área bruta);
- b) maior rigidez das estruturas, pois normalmente as peças estão soldadas uma na outra;

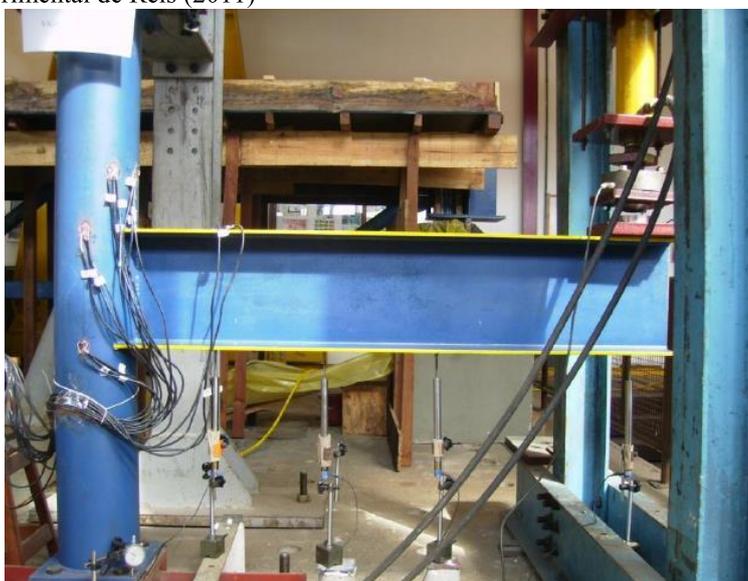
- c) as modificações nos desenhos das peças e as correções durante a montagem são mais fáceis do que as ligações parafusadas;
- d) utilização de menor quantidade de peças, em consequência ocorre redução no tempo de detalhamento, fabricação e montagem.

A soldagem constitui um processo extremamente versátil, sendo utilizada nas mais diversas aplicações, que incluem desde pequenos reparos até a montagem de máquinas, equipamentos e estruturas metálicas.

Estudos sobre ligações metálicas vêm sendo desenvolvidos constantemente nas universidades, principalmente no que diz respeito à vida em fadiga das ligações. Outro objeto de estudo é a soldagem de novos tipos de aços, sobretudo dos aços de baixa liga e alta resistência, em que são avaliados especialmente os parâmetros de soldagem.

Reis (2011) realizou uma análise teórico-experimental de ligações metálicas soldadas entre coluna em perfil tubular circular e viga em perfil de seção transversal “I”. Em seus testes experimentais (Figura 11), foram utilizados dois pórticos de reação, e um deles possuiu um sistema de aplicação de carregamento. Esse sistema é composto por um atuador hidráulico de 300KN, uma célula de carga de 300KN e um sistema de aquisição de dados.

Figura 11 – Análise Experimental de Reis (2011)

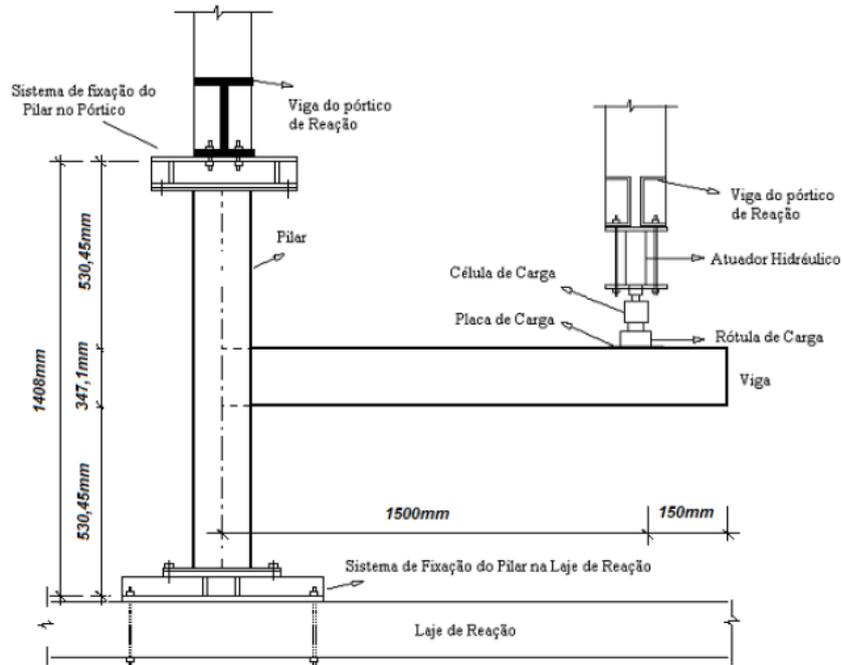


Fonte: Reis (2011)

Machado (2013) realizou uma análise numérica e experimental de ligações soldadas na direção de menor inércia do pilar. Para seus ensaios experimentais (Figura12), foram utilizados dois pórticos: o primeiro com capacidade de carga de 600KN foi utilizado para a fixação estrutura ensaiada; já o segundo, com capacidade de carga de 300KN, foi utilizado

para fixar o sistema de aplicação de carga. Para a aplicação de carga, utilizou-se um atuador hidráulico com capacidade de 300KN, para o controle da força aplicada, foi utilizada uma célula de carga e, para o controle do deslocamento, um transdutor linear e defletômetros.

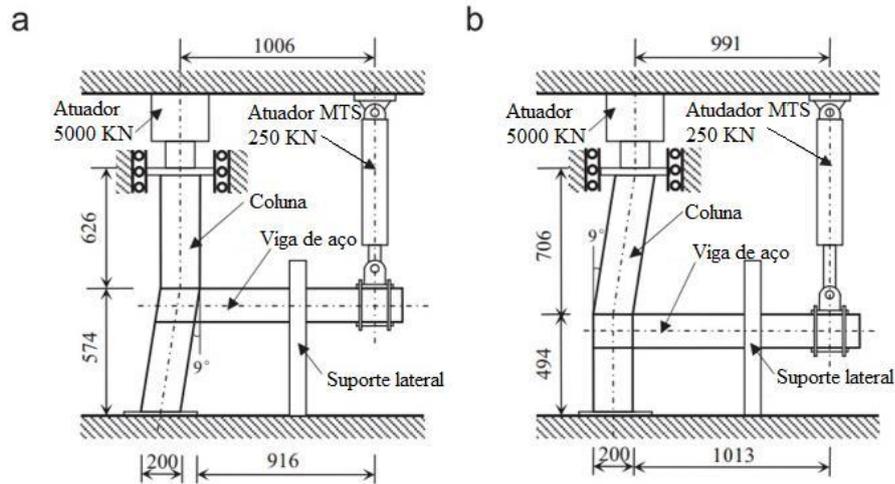
Figura 12 – Representação esquemática teste experimental Machado (2013)



Fonte: Machado (2013)

Li, Han e Ren (2013) efetuaram testes experimentais de ligação soldada com diferentes configurações entre colunas inclinadas preenchidas com concreto e vigas de aço submetidos a cargas únicas e cíclicas. A Figura 13 representa um esquema do teste experimental, sendo utilizado como atuador um cilindro hidráulico com capacidade para 250KN.

Figura 13 – Esquema Experimental de Li, Han e Ren



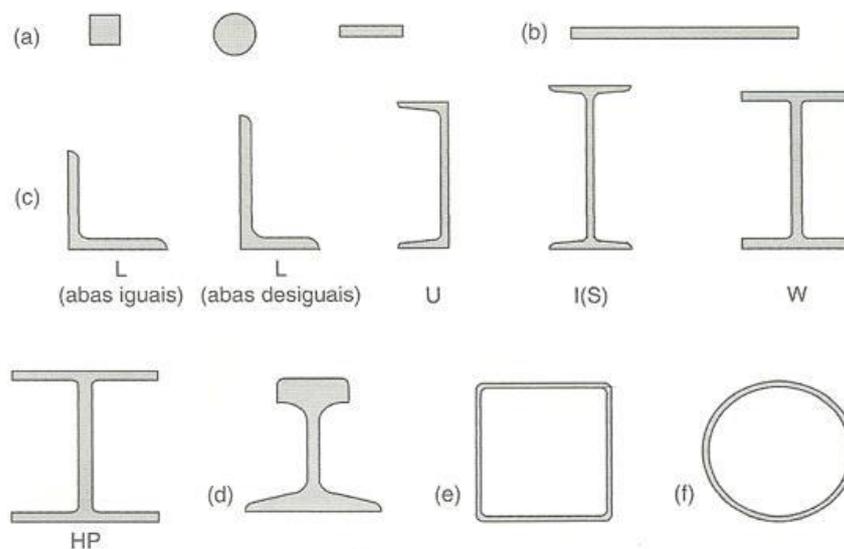
Fonte: Li, Han e Ren (2013)

## 2.2 COMPONENTES ESTRUTURAIS

As usinas siderúrgicas fornecem produtos em diferentes formas: perfis, chapas, laminados, fios trefilados, barras, cordoalhas e cabos. Os itens a, b, c, d da Figura 14 são produtos fabricados pelo processo de laminação, em que máquinas laminadoras realizam sucessivos passes no aço pré-aquecido até atingir a forma desejada (PFEIL; PFEIL, 2009).

Os perfis laminados são muito utilizados para a construção de estruturas metálicas devido à sua grande eficiência estrutural e podem ser fornecidos em forma H, I, C, L (Figura 14 C). Os tipos H, I e C são fabricados seguindo uma lógica de grupos, em que elementos de cada grupo possuem altura constante e largura das abas variáveis. Os perfis L ou cantoneiras são fabricados com diversas espessuras para cada tamanho de aba, sendo que existem cantoneiras e abas iguais e cantoneiras com abas diferentes (Figura 14c). Nas indústrias norte-americanas, são usadas as seguintes nomenclaturas: I (mesas de faces internas inclinadas), W (mesas de faces paralelas) e HP (mesa de faces paralelas e espessuras constantes) (PFEIL; PFEIL, 2009).

Figura 14 – Principais tipos de produtos siderúrgicos laminados de utilização estrutural



Fonte: Pfeil e Pfeil (2009)

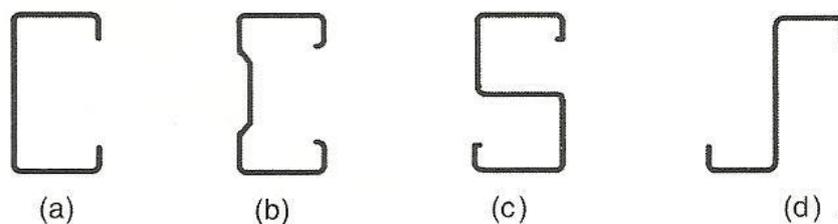
Legenda: (a) barras, com diversas seções transversais, (b) barra, (c) perfis estruturais laminados, (d) trilho, (e) tubo quadrado, (f) tubo redondo.

Os perfis formados a frio são cada vez mais utilizados nos projetos da engenharia, pois, com eles, as empresas podem melhorar o aproveitamento da matéria-prima e também reduzir o peso de seus projetos, o que aumenta a viabilidade de produtos não somente para a indústria, como também para o consumidor final. No caso de setor automotivo e rodoviário, quanto menor o peso, menor o consumo de combustível, o que gera uma redução de custo aos usuários.

No ramo de estruturas metálicas – em que o peso da estrutura é um requisito mandatório para os aspectos econômicos das construções –, a utilização do material que realmente é necessário para determinado esforço solicitante representa um ganho de competitividade para as empresas, sem contar nos aspectos ambientais, pois a utilização de menos material representa maior consciência ambiental. Os perfis laminados a frio têm a vantagem da grande flexibilidade, uma vez que, dependendo da aplicação e do tipo de carga aplicada, o engenheiro pode mudar a geometria, espessura ou material utilizado. No Brasil, a norma que regulamenta o dimensionamento de estruturas de aços constituídas por perfis formados a frio é a NBR 14762, da Associação Brasileira de Normas Técnicas (2010).

Pesquisas com perfis formados a frio vêm sendo realizadas nas universidades, pois não existe uma tabela ou norma que informe todas as características estruturais de todos os tipos desses perfis, diferentemente do que ocorre em perfis laminados fabricados pelas usinas; esses normalmente são perfis normatizados, sendo que todas as suas características já foram testadas e aprovadas. A Figura 15 exemplifica alguns tipos de perfil formado a frio.

Figura 15 – Perfis de chapas dobradas (laminados a frio)



Fonte: Pfeil e Pfeil (2009)

Legenda: (a) perfil U, (b) perfil complexo, (c) perfil S, (d) perfil Z.

Chodraui (2006) realizou uma análise teórica e experimental de perfis formados a frio submetidos à compressão. Os perfis analisados são do tipo U, UE e L, de espessura de 2,25 e 3,75 mm. Para as análises experimentais de flambagem, foi utilizada uma máquina de ensaios com capacidade de aplicação de carga de 2500KN (Figura 16). Para a leitura dos dados, utilizou-se um sistema de aquisição de dados.

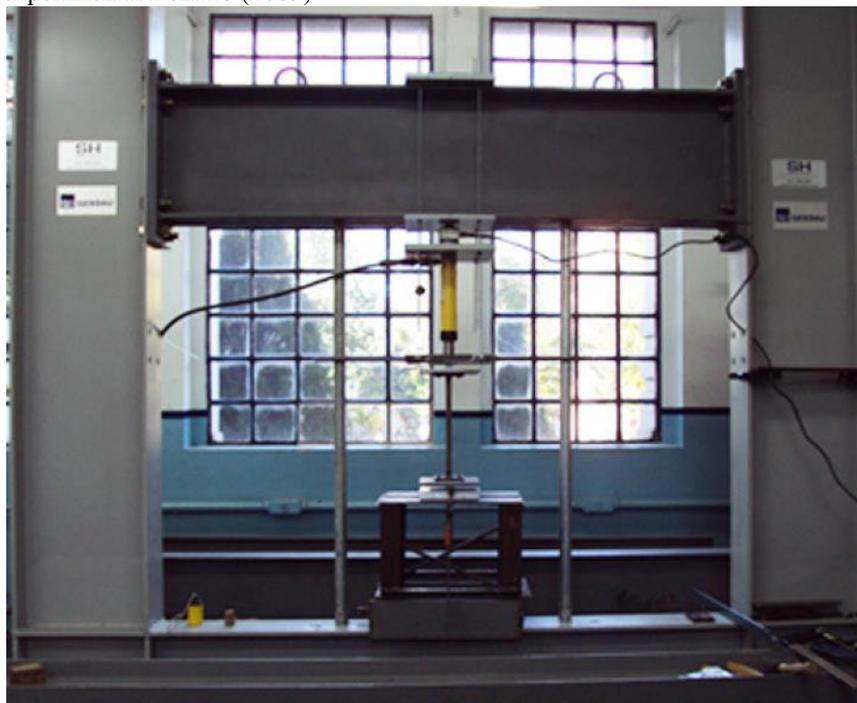
Figura 16 – Análise experimental Chodraui



Fonte: Chodraui (2006)

Bonatto (2009) realizou um estudo do comportamento estrutural de cantoneira de aço formada a frio sob esforço de compressão (Figura 17). Para as análises experimentais, usou-se uma máquina do tipo pórtico portada de um atuador de força, sendo esse uma bomba hidropneumática com capacidade de aplicação de força máxima de 98 KN. Para o controle da aplicação da força, utilizou-se uma célula de carga e, para a aquisição de dados, um display digital com microprocessador.

Figura 17 – Análise experimental Bonatto (2009)



Fonte: Bonatto (2009)

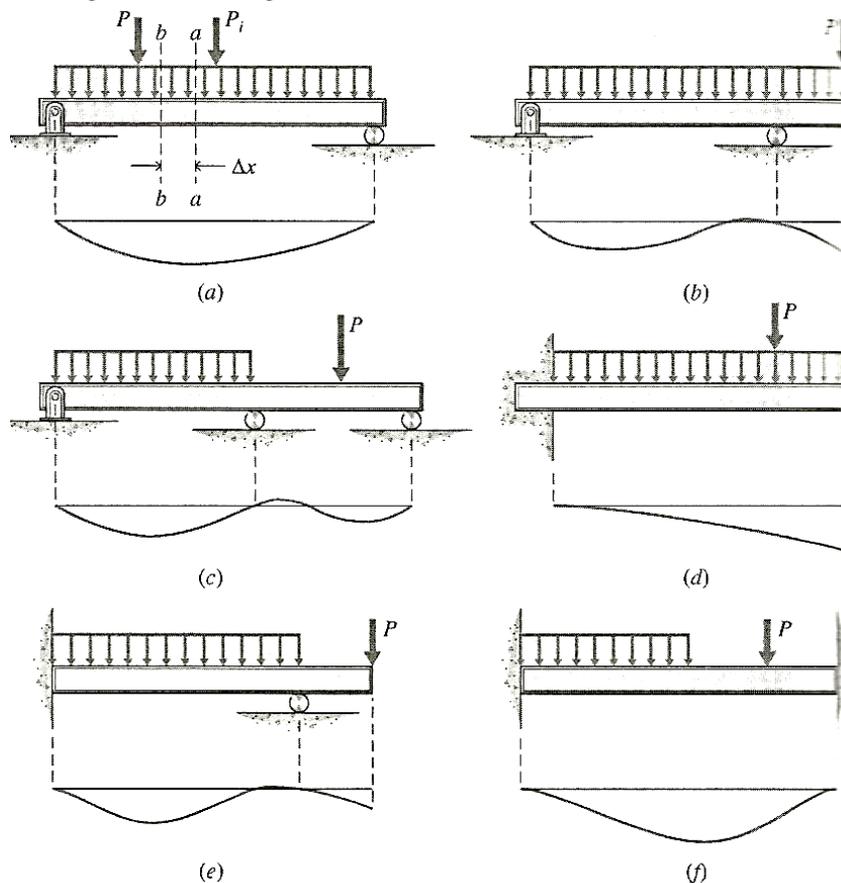
### 2.3 ENSAIO DE FLEXÃO

Segundo Riley, Sturges e Morris (2003), flexão é um esforço que está aplicado no sentido transversal à maior dimensão de um componente mecânico, geralmente denominada de viga. A viga, ou componente mecânico, é frequentemente utilizada em estruturas metálicas e máquinas, e a análise de tensões sob o esforço de flexão é um dos aspectos mais importantes da resistência da estrutura.

Conforme Riley, Sturges e Morris (2003), as vigas podem ser classificadas por seu tipo de apoio ou reação. A Figura 18 ilustra as várias formas que uma viga pode ser apoiada. Uma viga apoiada apenas em suas duas extremidades e com vão livre entre elas é denominada viga simplesmente apoiada (Figura 18a). Se uma das extremidades encontra-se além de um dos apoios, ou seja, em balanço a viga é denominada viga simplesmente apoiada com balanço

(Figura 18b). Se existem mais de dois apoios para o suporte da carga, a viga é denominada viga contínua (Figura 18c). Se uma das extremidades encontra-se engastada de modo que não ocorra movimento transversal nem torção e a outra extremidade encontra-se livre, a viga é denominada viga em balanço (Figura 18d). A Figura 18e é uma viga engastada em sua extremidade esquerda e uma simplesmente apoiada com balanço na extremidade direita. A Figura 18f é uma viga engastada em suas duas extremidades. As curvas de deflexão estão ilustradas abaixo das vigas da Figura 18.

Figura 18 – Tipos de engastes de uma viga



Fonte: Riley, Sturges e Morris (2003)

Segundo Garcia (2012), existem três tipos de ensaios mecânicos de flexão: o ensaio de flexão de três pontos, o ensaio de flexão de quatro pontos e o método engastado. O método de três pontos consiste em um corpo biapoiado em duas extremidades com a aplicação de carga em apenas um ponto; no ensaio de quatro pontos, o corpo também é biapoiado, mas a aplicação de carga é realizada em dois pontos; já o método engastado consiste em engastar uma das extremidades do corpo e aplicar carga na extremidade contrária. Os principais resultados obtidos com esse tipo de ensaio são o módulo de ruptura à flexão, o módulo de

elasticidade em flexão, módulo de resiliência em flexão e módulo de tenacidade em flexão. Existem alguns fatores que influenciam os resultados dos testes de flexão. São eles: velocidade de aplicação de carga, defeitos superficiais, temperatura e geometria da seção.

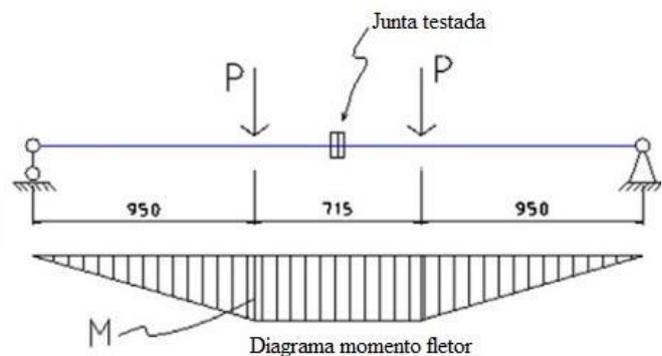
Conforme Garcia (2012), os ensaios de flexão têm a capacidade de aplicar ao mesmo tempo tensões de tração, compressão e cisalhamento nos corpos, sendo que os valores dessas tensões dependem diretamente da geometria do componente. Nas máquinas de ensaio, os apoios são normalmente fabricados com materiais redondos, isso para que o atrito entre a máquina e o corpo do ensaio seja o menor possível. Durante os testes, a carga aplicada deve ser realizada com baixa velocidade. Para materiais muito dúcteis, os ensaios de flexão passam a se nomear ensaio de dobramento.

Van-Long, Jean-François e Jean-Pierra (2013) realizaram uma proposta de abordagem analítica simplificada para a caracterização de componente de placa em uma conexão parafusada de tubo circular. Em seus testes experimentais, foi utilizado um atuador hidráulico com dois pontos de aplicação de carga no corpo ensaiado; para as leituras de tensões, foram utilizados *strain gages*. A Figura 19 mostra a configuração dos testes.

Figura 19 – Esquema e análise experimental de Van-Long, Jean-François e Jean-Pierra (2013)



VISTA GERAL



ESQUEMA

Fonte: Van-Long, Jean-François e Jean-Pierra (2013)

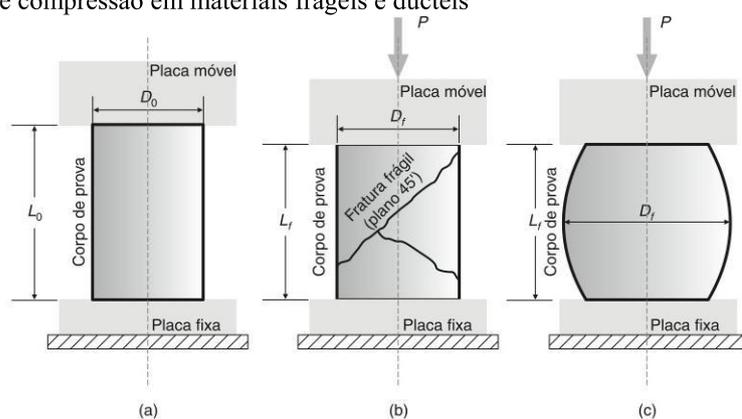
## 2.4 ENSAIO DE COMPRESSÃO E FLAMBAGEM

Para Garcia (2012), ensaio de compressão é a aplicação de carga crescente uniaxial em um corpo de prova, e o resultado do ensaio se dá pela relação entre deformação *versus* valor da carga aplicada. Esse tipo de teste é aplicado principalmente nos ramos da construção civil e de materiais cerâmicos. Os fatores que influenciam no resultado de ensaio de compressão são:

temperatura, velocidade de deformação, anisotropia do material, tamanho de grão, porcentagem de impurezas e condições ambientais.

O ensaio de compressão é mais utilizado em materiais com características frágeis como os cerâmicos, madeira, concreto, ferro fundido entre outros, mas também pode ser utilizado para materiais dúcteis, por exemplo, na caracterização de molas, tubos soldados, etc. Também pode ser utilizado para caracterizar as forças envolvidas no processo de forjamento; nesse caso, não é propriamente dito um ensaio de compressão. A Figura 20 ilustra alguns exemplos de aplicação de ensaio de compressão. A Figura 20a é um corpo cilíndrico no estado inicial do ensaio; a Figura 20b mostra um material frágil após aplicação de uma força, nota-se que a característica de uma fratura frágil é que ela ocorre normalmente em um plano de 45 graus em relação à aplicação da força; já a Figura 20c mostra um material dúctil após a aplicação da carga, o que ocorre normalmente é o chamado embarilhamento, ou seja, uma deformação visível no centro do corpo de prova (GARCIA, 2012).

Figura 20 – Ensaio de compressão em materiais frágeis e dúcteis



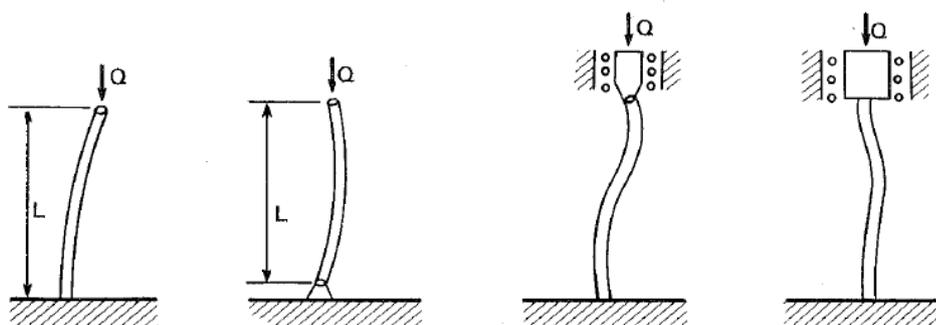
Fonte: Garcia (2012)

Segundo Hibbeler (2004), um componente deve satisfazer aos requisitos específicos de tensão, deflexão e estabilidade em um conjunto mecânico; elementos compridos e esbeltos que estão sujeitos a uma força axial de compressão são conhecidos como colunas e a deflexão lateral que sofrem se chama flambagem, a qual leva a uma falha súbita e dramática da estrutura e sua carga máxima é conhecida como carga crítica, que significa que qualquer valor adicional a esse provocará deformação.

Ensaio de compressão também são muito utilizados em pesquisas que fazem comparação entre uma análise numérica e um ensaio real de perfis com um grande comprimento, que normalmente sofrem flambagem. Esta independe do limite de escoamento do material; se forem utilizados em um ensaio diferentes materiais com as mesmas

dimensões, verifica-se que a flambagem depende apenas do módulo de elasticidade de cada material. Variando o tipo de fixação, o método para cálculo da carga crítica se altera (Figura 21). O atrito entre as placas da máquina e o corpo de prova prejudica o teste. Para minimizar isso, podem ser utilizados lubrificantes (SOUZA, 1982).

Figura 21 – Alguns tipos de fixação para ensaio de flambagem

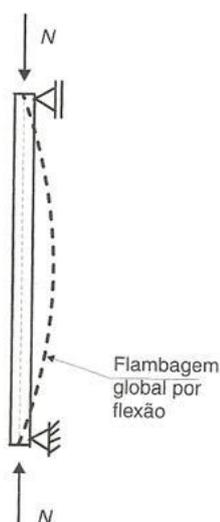


Fonte: Souza (1982)

Para a classificação dos tipos de flambagem, considerando apenas aqueles perfis que têm uma dimensão muito maior em relação às outras duas, encontram-se três categorias:

- a) Flambagem global – também conhecida como flambagem por flexão (Figura 22), acontece tipicamente em colunas com compressão uniforme, sua característica principal reside no fato de ocorrer translação da seção principal sem que haja distorção da seção.

Figura 22 – Coluna com flambagem global

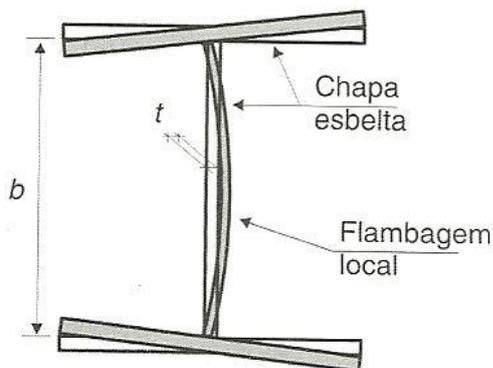


Fonte: adaptado de Pfeil e Pfeil (2009)

- b) Flambagem local – tem como característica principal o deslocamento transversal da seção (placas de uma viga esbelta) (Figura 23). Uma característica desse tipo de

flambagem é que, nas extremidades onde elas se encontram ligadas com outros elementos, não sofrem distorção, nesse caso as chapas que compõem o perfil falham isoladamente.

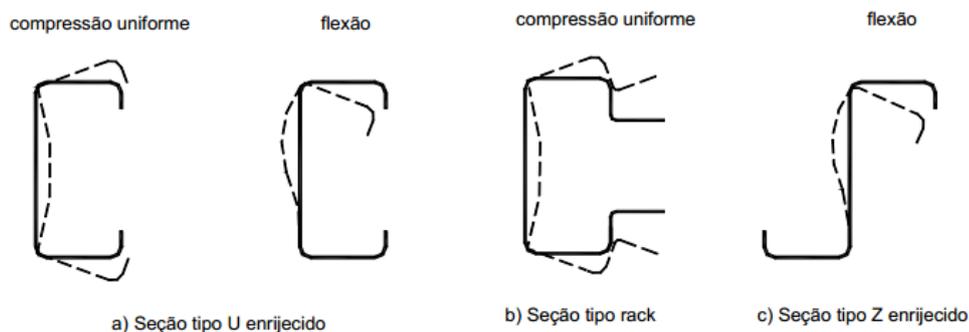
Figura 23 – Coluna com Flambagem local



Fonte: adaptado de Pfeil e Pfeil (2009)

- c) Flambagem distorcional – ocorre normalmente em perfis com comprimento intermediário entre os que sofrem flambagem global e local; acontece quando os pontos que compõem o perfil se movem em razão de uma instabilidade do conjunto. A Figura 24 mostra três tipos de perfis que sofrem deformação distorcional.

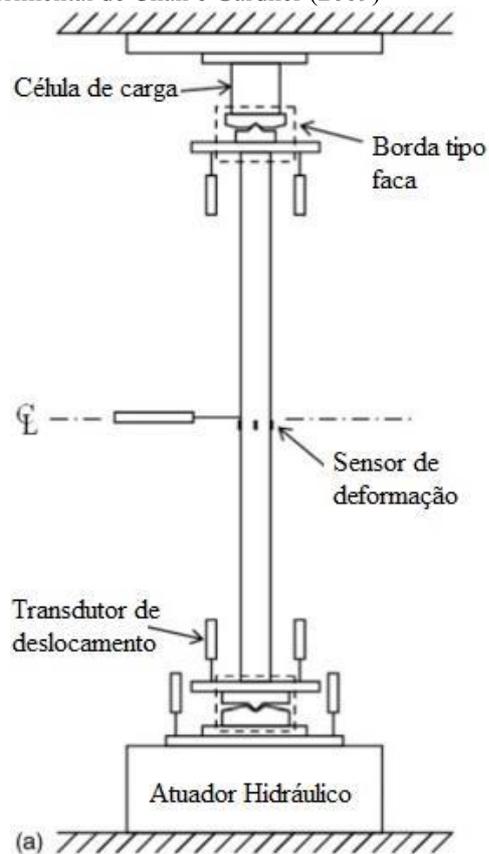
Figura 24 – Flambagem por distorção da seção transversal



Fonte: Associação Brasileira de Normas Técnicas (2010)

Chan e Gardner (2009) realizaram testes experimentais em seus estudos referentes à flambagem por flexão de colunas ocas de seção elíptica. Em seus testes (Figura 25), utilizou-se uma célula de carga com capacidade de 1000KN para leitura da força, LVDT para leitura do deslocamento e rotação e *Strain Gages* para leitura da tensão, bem como o sistema DATASCAN para aquisição dos dados.

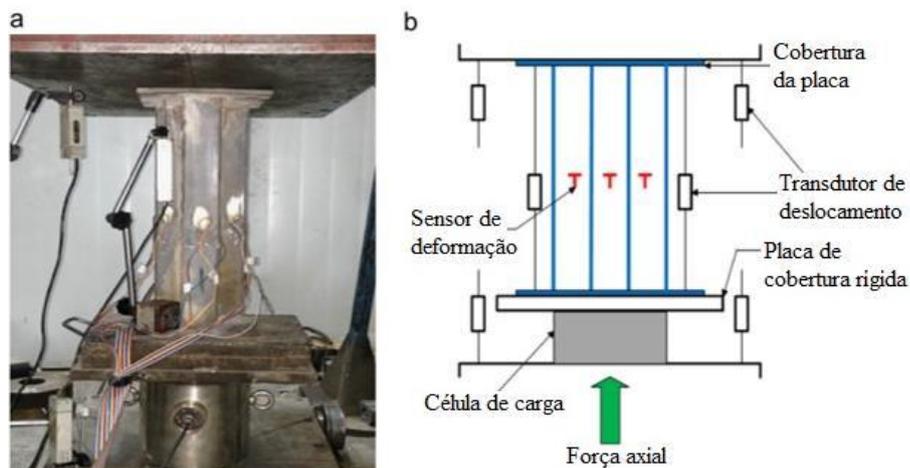
Figura 25 – Esquema ensaio experimental de Chan e Gardner (2009)



Fonte : Chan e Gardner (2009)

Tu, Shen e Li (2014) estudaram o comportamento de tubos de aço soldados em “T” formando um composto multicelular preenchido por concreto sob compressão axial. Nos testes experimentais (Figura 26), foi utilizada uma máquina de capacidade de carga de até 5000 KN. Para a leitura das tensões, foram utilizadas *strain gauges* e, para as leituras dos deslocamentos, foram utilizados LVDT.

Figura 26 – Ensaio e esquema dos testes realizados por Tu, Shen e Li



Fonte: Tu, Shen e Li (2014)

## 2.5 ENSAIO DE TRAÇÃO

O teste de tração é o mais utilizado para a determinação das características dos materiais. Isso se deve principalmente ao fato de ser um teste simples, capaz de fornecer dados quantitativos das características mecânicas, quais sejam: limite de resistência à tração, limite de escoamento, módulo de elasticidade, módulo de resiliência, módulo de tenacidade, coeficiente de encruamento, entre outras. O principal resultado é a curva tensão *versus* deformação do material. Pode ser utilizado em diferentes tipos de materiais de engenharia, como metais, polímeros, cerâmicos, compósitos, madeira, entre outros (GARCIA, 2012).

O esforço de tração ocorre em diferentes tipos de estruturas, máquinas e equipamentos, podendo ocorrer tanto nos componentes estruturais quanto nas ligações que unem uma estrutura, independentemente do tipo de ligação – aparafusada, soldada, colada, rebitada, etc.

Os ensaios de tração normalmente são realizados em máquinas universais de ensaios de materiais, compostas por garras para fixação do corpo de prova, sendo uma fixa e outra móvel, de maneira que a móvel esteja ligada a um atuador, que normalmente tem princípio de atuação hidráulica, normalmente realizado com corpos de prova normatizadas.

## 2.6 ALGUMAS MÁQUINAS DE ENSAIOS TIPO PÓRTICO EXISTENTES

Existem máquinas do tipo pórtico em diferentes tipos de laboratórios de ensaios mecânicos de estruturas, cada uma com sua peculiaridade, que está ligada à sua capacidade de carga e configuração para determinados tipos de teste. Neste capítulo, encontram-se ilustradas algumas delas, sendo descritas suas características principais.

As máquinas do tipo pórtico se diferenciam em relação as convencionais de ensaios mecânicos, pois são construídas para aplicações específicas, sendo geralmente robustas e de grande capacidade de carga. Já as convencionais servem na maioria das vezes para ensaios padronizados tendo geralmente menor capacidade de carga.

O Laboratório de Metalurgia Física da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (LAMEF) possui, pelo menos, 4 pórticos para ensaios mecânicos. O pórtico que possui as características mais semelhantes ao desta dissertação é um pórtico com capacidade de aplicação de força de 500 KN, para ensaios de compressão, tração ou fadiga. Para aplicação de carga, possui um atuador servo controlado e uma célula de carga (Figura 27), sendo comandos por um *software* específico para esse tipo de ensaio.

Figura 27 – Máquina tipo pórtico de 500 KN – LAMEF



Fonte: Universidade Federal do Rio Grande do Sul (2013)

A *University of Bradford* localizada no Reino Unido possui um laboratório de ensaios para estruturas pesadas, dedicado à pesquisa e ao desenvolvimento de trabalhos abrangendo tanto projetos empíricos quanto numéricos. A Figura 28 mostra a estrutura do laboratório, contendo diversos pórticos para ensaio de materiais.

Figura 28 – Laboratório de estruturas pesadas da *University of Bradford*



Fonte: University of Bradford (2011)

A *Università Degli Studi Firenze* localizada na Itália possui um laboratório para realização de testes em estruturas, elementos estruturais e materiais de construção. Seu pórtico de ensaio pode realizar ensaios dinâmicos e estáticos, com uma gama de aplicação de carga em tração e 0 a 500 KN e em compressão de 0-3000KN. A Figura 29 mostra a estrutura do pórtico de ensaio.

Figura 29 – Máquina de ensaio da *Università Degli Studi Firenze*



Fonte: Università Degli Studi Firenze (2014)

A *University of Houston* localizada nos Estados Unidos possui uma máquina para ensaio de vigas de grande porte, que contém quatro atuadoras servo-controlados com capacidade de carga entre aproximadamente 636 KN e 1512KN, de maneira que a sua

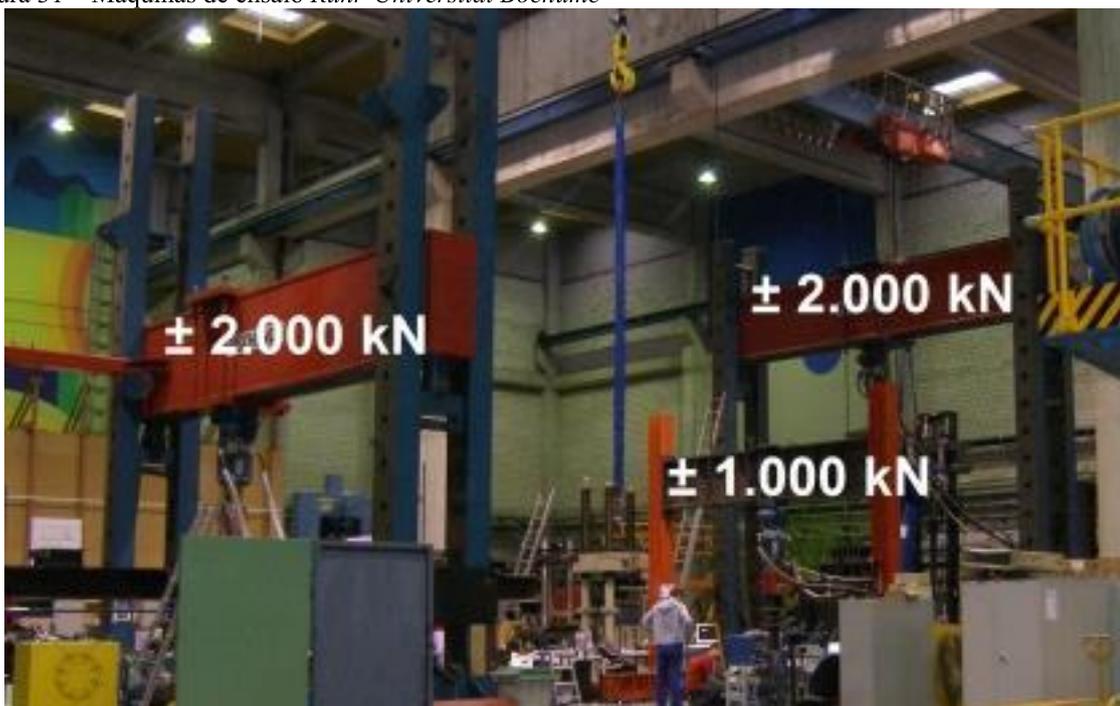
estrutura foi projetada para uma carga de cerca de 4670 KN. O controle do teste é realizado através de um *software* específico para esse tipo de teste. A Figura 30 mostra o pórtico realizando um teste com viga de concreto armado.

Figura 30 – Máquina de ensaio da *University of Houston*



Fonte: University of Houston (2014)

A *Ruhr-Universität Bochum* localizada na Alemanha possui pórticos de diferentes capacidades de cargas e tamanhos, oferecendo uma ampla variedade de configurações de teste. O maior pórtico de reação possui capacidade de carga estática de 2000KN e dinâmica de 1600KN com espaçamento entre colunas de 6,6 metros e altura máxima de 7,75 metros. Também possui diversos atuadores servo-controlados com capacidade de carga estática que vão de 100KN até 3000KN, destaca-se uma máquina de grande porte com capacidade máxima de carga de 20000KN. A Figura 31 mostra três pórticos de diferentes capacidades.

Figura 31 – Máquinas de ensaio *Ruhr-Universität Bochum*

Fonte: Ruhr-Universität Bochum (2012)

A *Oregon State University*, que está localizada nos Estados Unidos, possui um pórtico para aplicações de carga utilizado para pesquisas em ligações e componentes estruturais de construções em concreto armado e de aço, atuando principalmente com pesquisas voltadas a construções e manutenção de pontes e simulação de terremotos. A carga máxima do pórtico é de aproximadamente 3560KN aplicada através de um sistema hidráulico, seu laboratório possui um piso robusto, o que garante a qualidade nos testes realizados. A Figura 32 apresenta a estrutura do laboratório de testes.

Figura 32 – Máquina de ensaio de *Oregon State University*



Fonte: Oregon State University (2014)

Como visto anteriormente, máquinas do tipo pórtico para aplicações de carga são utilizadas em diferentes países e podem ser empregadas em diferentes aplicações, tanto para testes estáticos quanto para dinâmicos, para diferentes áreas da engenharia. A configuração dos pórticos varia conforme o tipo de ensaio e capacidade de carga, e uma característica importante é que a grande maioria das máquinas é construída com perfis do tipo “I” e ligação parafusada. Os atuadores mais utilizados são cilindros hidráulicos. O controle normalmente é realizado por *software* que comanda válvulas servo-controladas, ou proporcionais. Nos anexos A, B, C, D, E, F, G, H e I deste trabalho, encontram-se mais alguns tipos de equipamentos existentes.

No desenvolvimento de novas tecnologias de estruturas para diferentes áreas da engenharia, é importante a realização de testes para validar determinadas características comportamentais dos diferentes materiais e geometrias, para garantir desempenho e segurança às novas soluções.

## 2.7 METODOLOGIA PARA PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS

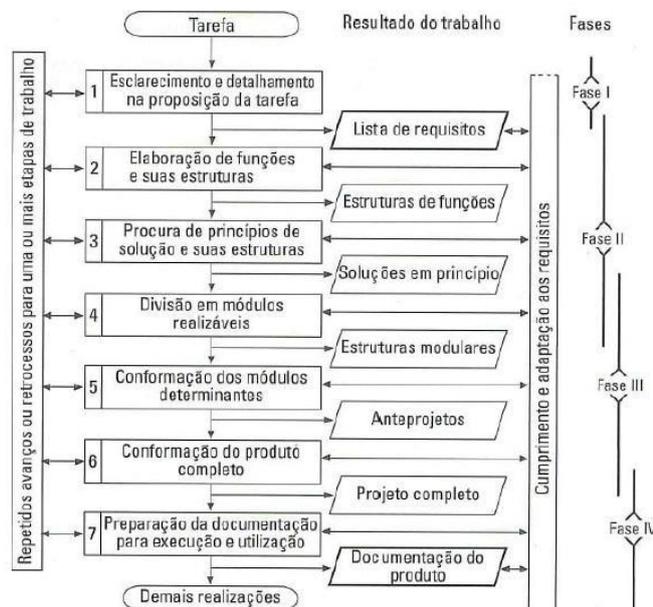
Em razão de a pesquisa tratar de um projeto de uma máquina de ensaio, ou seja, um projeto mecânico, existem diferentes metodologias propostas por autores distintos. Entre elas, destaca-se a de Baxter (2008), que proporciona maior enfoque ao período da projeção;

descreve, porém, outros assuntos, por exemplo, o designer do produto, formado por cinco etapas: especificação do projeto, projeto conceitual, projeto de configuração, projeto detalhado e projeto para fabricação.

Já Back et al. (2008) apresentam uma metodologia de projeto mais detalhada, englobando desde o planejamento até a validação do produto composta por oito fases: planejamento do projeto, projeto informacional, projeto conceitual, projeto preliminar, projeto detalhado, preparação para produção, lançamento e validação. Essa metodologia busca o envolvimento de todos os setores de uma empresa, e não somente a engenharia de produto, como normalmente ocorre nas empresas do setor metal mecânico. Isso a torna uma metodologia mais dinâmica apresentando menor risco perante o mercado, em função de várias pessoas e setores participarem do processo de desenvolvimento.

A metodologia proposta por Pahl et al. (2005), para projetos de engenharia, engloba principalmente o período da projeção, ilustrando ferramentas de projetos que auxiliam o projetista mecânico nas tomadas de decisões, durante as diferentes etapas do projeto. Ela é formada por quatro etapas principais: especificação do projeto, projeto conceitual, anteprojetos e projeto detalhado. A Figura 33 dispõe da metodologia de forma mais detalhada.

Figura 33 – Procedimento geral para o desenvolvimento do projeto



Fonte: Pahl et al. (2005)

### 2.7.1 Especificação do projeto

Nesta fase inicial de um projeto, devem-se especificar as funções globais e características principais de determinado produto ou equipamento. O principal resultado dessa

fase é a lista de requisitos do projeto, e seus objetivos e condicionantes devem ser destacados claramente. Os requisitos podem ser divididos em dois tipos: exigidos e desejáveis. Os exigidos compreendem os itens essenciais ao comprimento da função da máquina, determinando *performance*, requisitos de qualidade, entre outros. Os desejáveis são itens que podem ou não ser cumpridos, pois não alteram a função principal da máquina. Esses requisitos podem ser quantitativos ou qualitativos e, quando possível, os itens devem ser traduzidos em dados numéricos. Caso contrário, são necessárias formulações verbais muito claras; podem constar, também, intenções ou processo de fabricação (PAHL et al., 2005).

Conforme Kamrani e Salhieh (2002), determinar as especificações de um projeto é uma das tarefas mais difíceis no desenvolvimento de um projeto, pois elas servem de parâmetro às demais fases de desenvolvimento de uma máquina ou equipamento.

### 2.7.2 Projeto conceitual

O principal objetivo desta fase é buscar princípios de soluções, que devem ser determinados após o isolamento dos problemas principais e elaboração da estrutura da função do equipamento. Com o núcleo da tarefa global realizado, é possível a realização da função global do projeto, a partir de um diagrama de blocos com uma inter-relação de variáveis de entradas e saídas com referência de conversão de energia, material e/ou sinal de forma neutra quanto à solução (PAHL et al., 2005).

Para a determinação da concepção de uma máquina, é preciso um desdobramento de todas as estruturas funcionais mediante uma lista de soluções que devem estar baseadas no diagrama de estrutura global. Deve-se então buscar soluções distintas para cada subfunção, porém com o mesmo objetivo funcional. Essas soluções distintas são chamadas de concepções alternativas, ou seja, uma parte da estrutura do equipamento necessita realizar determinada função, sendo que, para desempenhá-la, podem existir diferentes meios de fazê-lo. Esses meios devem formar uma lista de concepções alternativas, a qual precisa estar embasada em bibliografias, equipamentos semelhantes, entre outros.

Conforme Pahl et al. (2005), geralmente busca-se a solução pelo fenômeno físico, características geométricas e materiais. Uma função pode ser formada pela combinação de variação de fenômenos físicos, geometria e materiais. Vale ressaltar que, além das pesquisas bibliográficas e de aplicações semelhantes, são especialmente importantes métodos com o viés intuitivo.

Devem-se fazer combinações teoricamente possíveis com as subfunções de maneira a satisfazer à função global, o número de combinações deve ser o necessário para alcançar a melhor solução possível. Após, é preciso que seja realizada uma análise comparativa entre as concepções encontradas, na qual devem ser adotados critérios de avaliação para cada estrutura funcional. Esses critérios estão relacionados a itens como funcionalidade, produtividade, riscos, custo, entre outros fatores, que dependerão de cada tipo de produto e de cada empresa.

De acordo com Pahl et al. (2005), quando se buscam soluções amplas, normalmente ocorre um grande número de soluções não promissoras, que são teoricamente concebíveis, mas não realizáveis na prática, as quais devem ser eliminadas o quanto antes. Não há um processo totalmente assertivo que não permita soluções equívocas. No entanto, com auxílio de um método sistemático e verificável, a busca por uma solução ideal torna-se menos arriscada. Esse método de eliminação é composto por duas atividades: a eliminação e a priorização. As ideias totalmente inadequadas são eliminadas em primeiro momento; se ainda restarem muitas soluções, dar-se-á preferência para as melhores.

As concepções escolhidas devem ser concretizadas. Isso é realizado por meio de um esboço de solução global, para facilitar o processo de avaliação das soluções restantes, que devem ser classificadas com atribuições de valores técnicos, ecológicos, econômicos e de segurança. Essa avaliação preferencialmente deve ser realizada com um método quantificável e não qualificável. Esse método de avaliação é trabalhoso e deve ser realizado apenas com as soluções mais relevantes (PAHL et al., 2005).

As melhores concepções devem ser quantificáveis mediante pontos, que podem ser realizados de duas formas distintas: uma com a banda mais ampla com valores de 0 a 10, conhecida como análise de valor de benefício; a outra seguindo as diretrizes da VDI2225 com pontos que vão de 0 a 4. A análise de valor tem como vantagem o fato de que, como está baseada em um sistema decimal de porcentagens, facilita as correlações e subsequentes avaliações. O sistema com base nas diretrizes da VDI2225 tem como vantagem o fato de que, em consequência do conhecimento precário da solução como um todo, permite a realização de uma análise mais grosseira (PAHL et al., 2005).

### **2.7.3 Anteprojeto e projeto detalhado**

De acordo com Pahl et al. (2005), fase de anteprojeto é aquela que, a partir de uma solução básica concebida na fase anterior, constrói de maneira clara e completa a estrutura do produto levando em conta critérios técnicos e econômicos. Obrigatoriamente nessa fase

acontece a escolha dos materiais, dimensões, processos de manufatura e exame da compatibilidade espacial e, caso necessário, a complementação das funções auxiliares. A análise é concluída com uma avaliação técnica e econômica do equipamento.

Atualmente, os leiautes são realizados em *softwares* de modelamento 3D, o que facilita o projetista na visualização do projeto como um todo e, também, permite a simulação de diferentes configurações, podendo realizar o exame de compatibilidade espacial. Nessa fase, é importante a interação da tecnologia CAD com a tecnologia CAE, pois com a última é possível realizar análises estruturais dos componentes através do método de elementos finitos.

Na realização do anteprojeto, é necessário que um protótipo seja testado com o intuito de fazer uma análise técnica e econômica, avaliando os pontos fracos e o processo de manufatura (BACK et al., 2008).

De acordo com Pahl et al. (2005), o detalhamento é a fase que tem o objetivo técnico de fornecer os desenhos para a produção com prescrições de forma, dimensão e acabamento superficial de todos os componentes, bem como especificação e lista de materiais. O ponto principal nessa fase é a elaboração da documentação para a produção com o desenho individual das peças, conjuntos e lista de materiais.

Notou-se que componentes estruturais e ligações metálicas podem sofrer diferentes tipos de esforços, que dependem de fatores como: tipologia, aplicação, meio de fabricação, carregamento, entre outros, cabendo ao engenheiro projetar produtos eficientes e seguros. Por esse motivo, pesquisas voltadas às aplicações em produtos de engenharia buscam auxiliar os engenheiros em tomadas de decisões cada vez mais assertivas. Outro aspecto relevante da revisão bibliográfica é o fato de inúmeras universidades ao redor do mundo utilizarem máquinas do tipo pórtico de diferentes configurações e capacidades em seus laboratórios de pesquisas. Portanto, o desenvolvimento de um equipamento capaz de realizar diferentes testes é uma iniciativa inovadora, que pode trazer inúmeras vantagens competitivas para as empresas que buscam elaborar produtos mais eficientes e inovadores.

Uma metodologia de projeto deve auxiliar o engenheiro na elaboração, organização e nas tomadas de decisões durante toda a fase projetual e, independentemente da metodologia adotada, ela é elaborada de forma sistemática por meio de fases.

### 3 PROJETO CONCEITUAL PARA MÁQUINA DE ENSAIO

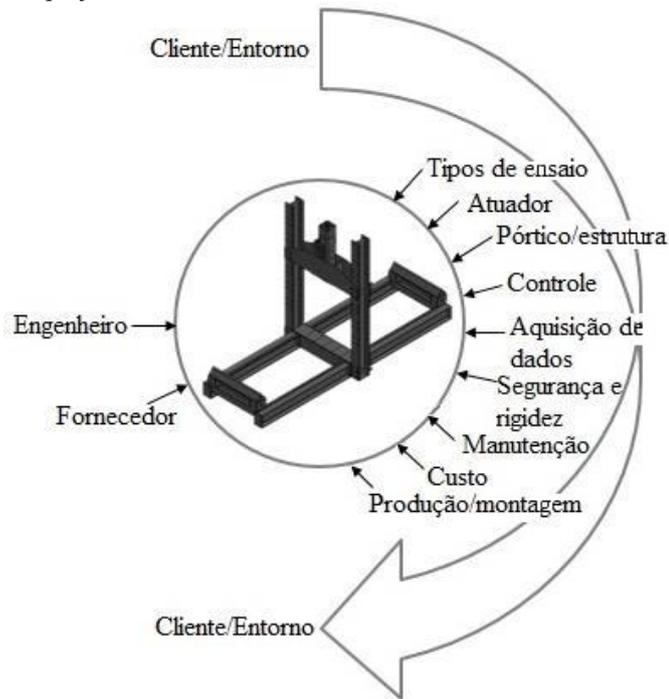
Devido ao fato da pesquisa ser um projeto de uma máquina para ensaios experimentais sem fim comercial, ou seja, nem o *designer* do produto, nem questões ligadas ao mercado são relevantes. Com isso, o foco do trabalho está na projeção; portanto, a metodologia aplicada foi a proposta por Pahl et al. (2005), a qual está dividida em quatro macrofases voltadas principalmente para aspectos técnicos, utilizando ferramentas que facilitam as tomadas de decisões durante a fase projetual.

Este capítulo está dividido segundo a metodologia adotada, ou seja, em quatro seções interligadas e dependentes. A primeira parte é dedicada à especificação do projeto, o qual se inicia com a linha mestra e termina com a elaboração da lista de requisitos. A segunda seção constitui o projeto conceitual; nele, a partir de requisitos de funcionamentos, é definida a melhor concepção a ser adotada. A terceira seção compreende o anteprojeto, no qual a concepção escolhida é detalhada através de modelamentos em 3D. Por fim, apresenta-se a análise estrutural e funcional, tendo seu término com uma avaliação entre o projeto conceitual e o projeto concebido.

#### 3.1 ESPECIFICAÇÃO DO PROJETO

Como atividade inicial no desenvolvimento da etapa projetual, foi elaborada a linha mestra – essencial ao projeto. É por meio do atendimento de suas condicionantes que se podem cumprir os objetivos. A Figura 34 ilustra a linha mestra, baseada nas principais características encontradas em testes semelhantes, produtos similares e nesta aplicação específica. Para cada uma de suas condicionantes, foram extraídos os requisitos para o projeto.

Figura 34 – Linha mestra do projeto



Fonte: Autor

Com base na linha mestra e na revisão bibliográfica, elaborou-se a lista de requisitos (Tabela 1), que é resultado final desta fase e serve de referência durante todo o desenvolvimento, pois nela constam as principais características que o equipamento deve possuir. Na primeira coluna, estão as condicionantes da linha mestra seguidas de cada um dos seus requisitos. A lista de requisitos está embasada na proposta de Pahl et al. (2005), em que as principais características do produto são detectadas, analisadas e classificadas em duas categorias: desejado (representado pela letra D na lista) ou exigido (representado pela letra E na lista), como pode ser visto na segunda coluna da Tabela 1.

Tabela 1 – Lista de requisitos do projeto

<b>Lista de requisitos</b>			Ver.:00
Data: 06/01/2014	<b>Projeto: Máquina de ensaio tipo pórtico</b>		Pag.:1/1
<b>LINHA MESTRA</b>	<b>D/E</b>	<b>REQUISITOS</b>	<b>Resp.</b>
<b>Tipos de ensaios</b>	E	Realizar ensaio de compressão.	Daniel
	E	Realizar ensaio de flexão.	Daniel
	E	Realizar ensaio de tração.	Daniel
<b>Atuador</b>	E	Ter precisão na aplicação da carga.	Daniel
	E	Ter precisão milimétrica no deslocamento.	Daniel
	E	Realizar uma carga mínima de 500KN em compressão.	Daniel
	D	Realizar uma carga máxima possível em tração.	Daniel
	E	Ter um curso mínimo de 200 mm.	Daniel
<b>Pórtico/Estrutura</b>	E	Estrutura do pórtico com capacidade para 500 KN.	Daniel
	E	Ter flexibilidade nos testes realizados.	Daniel
	E	Altura mínima do corpo de prova de compressão 2500 mm.	Daniel
	E	Largura mínima para corpos de prova 1300 mm.	Daniel
	E	Comprimento mínimo para corpo de prova de flexão 6000 mm.	Daniel
<b>Controle</b>	D	Utilizar equipamento para leitura de dados dos testes.	Daniel
	E	Controlar força ou deslocamento.	Daniel
<b>Aquisição de dados</b>	E	Utilizar sistema de extensometria.	Daniel
<b>Segurança e rigidez</b>	E	Estrutura com boa rigidez (Coeficiente de segurança de aproximadamente ou maior que 10).	Daniel
	E	Garantir segurança aos usuários.	Daniel
<b>Manutenção</b>	D	Fácil acesso para manutenções.	Daniel
	D	Utilizar peças que possam ser facilmente repostas.	Daniel
<b>Custo</b>	E	Ter custo relativamente baixo.	Daniel
<b>Produção/ Montagem</b>	D	Utilizar pequena quantidade de peças.	Daniel
	D	Utilizar peças de pequenas dimensões.	Daniel
	D	Ser um equipamento modular.	Daniel
	E	Realizar um projeto segundo diretrizes de DFMA.	Daniel
	D	Utilizar peças e processos de fabricação simples.	Daniel

Fonte: Autor

Um atributo básico deste projeto é que a máquina de ensaio seja a mais flexível possível. Isso significa que ela deve realizar diferentes tipos de testes em diversas geometrias e tipos de componentes utilizados nas distintas áreas da indústria. Portanto, analisando-se os tipos de esforços comuns em estruturas metálicas, máquinas e equipamentos, chegou-se à conclusão de que a máquina deve realizar testes de flexão, compressão (flambagem) e tração.

A precisão na atuação da força e no deslocamento do atuador é importante para que os testes realizados tenham resultados confiáveis, de modo que os testes práticos consigam simular com assertividade situações reais de carregamento.

As ligações metálicas e componentes estruturais, dependendo de sua configuração, recebem diferentes tipos e valores de carga; para a definição do valor máximo de carga que a máquina pode aplicar, foram considerados trabalhos realizados com ligações e perfis metálicos e também máquinas existentes em laboratórios de ensaios mecânicos de diferentes instituições de ensino. O mesmo critério foi adotado para as dimensões básicas da máquina.

A opção por controlar força ou deslocamento está vinculada ao tipo de teste, em função de que, nos testes estáticos com atuadores, essas são as grandezas envolvidas.

Escolheu-se utilizar um sistema de extensometria para a medição da tensão pelo fato de que se trata de um método que garante boa precisão e flexibilidade nas medições, à proporção que podemos medir as tensões em diferentes pontos do corpo de prova ensaiado.

Uma boa rigidez na estrutura é necessária, em razão de que, nos diferentes tipos de ensaios realizados, a estrutura não pode sofrer nenhum tipo de deformação, pois quem deverá sofrer deformação é o corpo de prova ensaiado.

Por ser um equipamento de ensaio, espera-se que tenha grande vida útil. Por esse motivo, é necessário que as manutenções sejam realizadas facilmente; para isso, as peças devem ser facilmente repostas quando ocorrer falhas.

O custo deve ser relativamente baixo em virtude da aplicabilidade do projeto, pois, se o custo for muito elevado, inviabiliza a fabricação do equipamento. Ao mesmo tempo, sabe-se que perante as exigências não é possível realizar algo extremamente de baixo custo.

Optar por peças de pequenas dimensões facilita a fabricação e manuseio dos componentes; assim podem ser fabricados com operatrizes encontrados facilmente em inúmeras indústrias metalúrgicas.

### 3.2 PROJETO CONCEITUAL

A etapa conceitual tem grande importância na resolução do projeto, pois nesta etapa são estabelecidas as principais características funcionais de um equipamento. A etapa começa com a elaboração da abstração e posterior busca por princípios de funcionamento para cada subfunção. Na verdade, é uma busca de solução preliminar.

### 3.2.1 Abstração e elaboração da função global e estrutura de funções

A abstração tem o objetivo de auxiliar na elaboração da estrutura de função. Para isso, busca-se conhecer o geral e o principal, chegando ao ponto principal do problema. Segundo Pahl et al. (2005), se a abstração for realizada de forma correta, a função global e as condicionantes principais que caracterizam a problemática são identificáveis, sem fixar um tipo particular de solução. Ela é composta por cinco passos: no primeiro, devem-se suprimir as vontades mentalmente; no segundo, devem-se destacar apenas requisitos que afetam as funções principais; no terceiro, devem-se converter requisitos quantitativos em qualitativos; no quarto, os requisitos do passo anterior devem ser ampliados de forma adequada; no quinto, deve-se formular o problema de forma neutra relacionado diretamente com a solução. A Tabela 2 ilustra a abstração realizada.

Tabela 2 – Abstração

<p>Resultado da 1ª e 2ª etapas</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Realizar ensaios de compressão, flexão e tração.</li> <li>• Ter um curso de aplicação de carga de 200 mm</li> <li>• Capacidade de realizar ensaio de compressão e flexão de 500 KN.</li> <li>• Altura mínima do corpo de prova de compressão 2500 mm</li> <li>• Largura mínima para corpos de prova 1300 mm</li> <li>• Comprimento mínimo para corpo de prova de flexão 6000 mm</li> <li>• Controlar força e deslocamento.</li> <li>• Ter rigidez estrutural.</li> <li>• Projeto simples e modular.</li> </ul>
<p>Resultado da 3ª etapa</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Diferentes tipos de ensaios.</li> <li>• Diferentes tamanhos de corpos de prova.</li> <li>• Forças do ensaio não devem danificar o equipamento.</li> <li>• Precisão no controle de força e deslocamento.</li> </ul>
<p>Resultado da 4ª etapa</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Formas diferentes de ensaios.</li> <li>• Formas diferentes de corpos de prova.</li> <li>• Resistência mecânica na estrutura do equipamento.</li> <li>• Precisão funcional.</li> </ul>
<p>Resultado da 5ª etapa</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Aplicar e controlar uma quantidade de força em corpos de prova de diferentes geometrias fixados em uma estrutura rígida, com o intuito de simular situações reais de esforço existentes em componentes estruturais e ligações mecânicas.</li> </ul>

Fonte: Autor

A elaboração de estrutura de função global tem de ser realizada focando as principais funções da máquina ou equipamento; obrigatoriamente, essa estrutura de função global deve ser realizada por variáveis de entrada, conversão ou transformação de algum tipo de material ou sinal e, posteriormente, variáveis de saída. A estrutura de funções deve ser o mais simples possível, pois dessa forma conduz a sistemas simples e viáveis economicamente.

A estrutura de função global da máquina de ensaio tipo pórtico foi realizada com base na abstração. As variáveis de entrada são a energia, que possa ser transformada em força e deslocamento, o corpo de prova que será ensaiado e o sinal de controle, sendo a função principal o carregamento do corpo de prova e as variáveis de saída são a energia consumida, o corpo de prova deformado e sinais de saída. A Figura 35 mostra a função global do projeto.

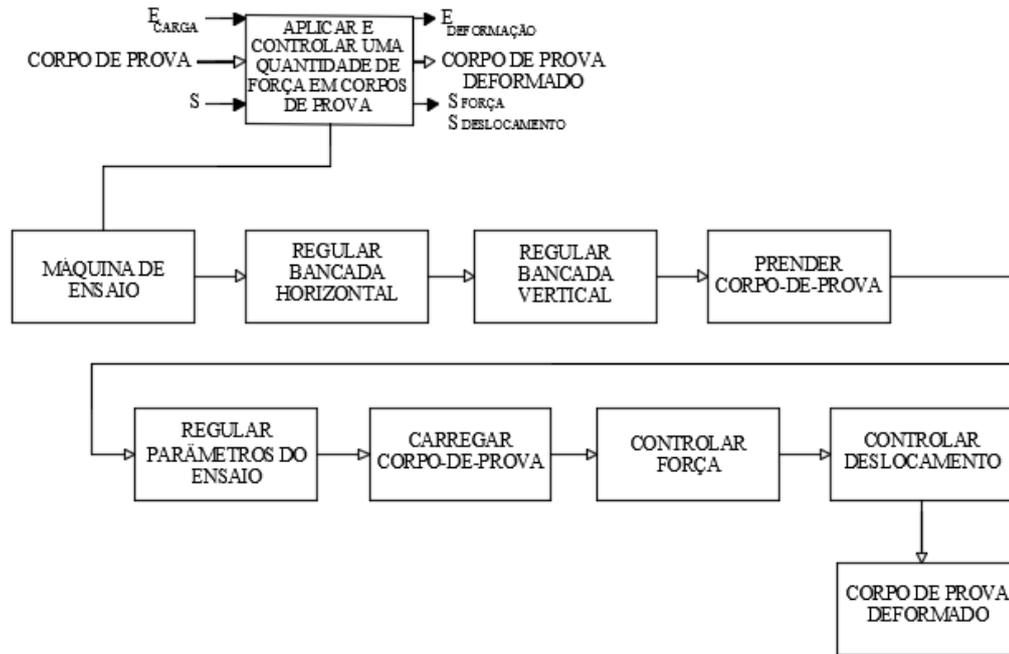
Figura 35 – Função global



Fonte: Autor

Para a realização de uma lista de concepções possíveis, é necessário que a função principal seja desdobrada. Para isso, foram estimadas sete subfunções ou operações básicas: regular a bancada horizontal, regular a bancada vertical, prender o corpo de prova, regular os parâmetros de ensaio, carregar o corpo de prova, controlar força e controlar o deslocamento (Figura 36). Esse desdobramento está principalmente embasado em um futuro fluxo de trabalho estimado aos diferentes tipos de ensaio que serão realizados.

Figura 36 – Estrutura de funções



Fonte: Autor

Com isso, é necessária a busca de soluções, ou seja, é preciso que sejam encontradas soluções a fim de atender à função global do sistema. A partir das subfunções estimadas, conforme Figura 36, é preciso buscar princípios de funcionamento para cada variante apresentada.

### 3.2.2 Combinação dos princípios de funcionamento

Para os princípios de funcionamento de cada subfunção, foram pesquisadas ao menos duas opções, que necessariamente estão embasadas em aplicações que podem teoricamente funcionar de maneira satisfatória no cumprimento de sua tarefa.

Nessa etapa, nenhuma hipótese pode ser descartada, pois uma hipótese por mais absurda que possa parecer pode levar a soluções inovadoras. Portanto, com base nas sete subfunções, elaborou-se uma lista de concepções com soluções possíveis.

A lista é composta por sete linhas, ou seja, mesmo número de subfunções ilustradas na Figura 36 e quatro colunas, sendo que nem todas as colunas estão preenchidas, em razão de algumas variantes apresentarem menos que quatro opções de solução. Estas soluções foram ilustradas de maneira clara (fotos ou desenhos), para que a combinação das soluções não se torne desorganizada e confusa.

Para as duas primeiras subfunções, que é regular à bancada horizontal e vertical da máquina de ensaio, foram encontradas duas soluções básicas – bancadas fixas ou móveis.

Para prender o corpo de prova, existem duas opções: por meio de pinças mecânicas ou então por fabricação de furos de espera para futuros suportes especiais a cada tipo de ensaio e corpo de prova.

Para regular os parâmetros de ensaios, foram encontradas duas soluções: através de um CLP, que deve ser programado especificamente para essa aplicação, ou por *software* específico, que é exclusivamente comercializado para fins de controle desse tipo de teste.

No carregamento do corpo de prova, existem quatro soluções existentes, quais sejam: através de um cilindro hidráulico, necessitando de um sistema hidráulico, ou um cilindro hidropneumático, necessitando assim de um sistema hidráulico e outro pneumático, ou um atuador mecânico, que funciona através de um fuso acionado e controlado por um servo motor, ou ainda através de fusos ligados a um servo motor.

Para o controle da força, existem, pelos menos, duas maneiras distintas (dependendo da escolha do tipo de atuador, não é necessário um sistema de controle, pois este vem embutido no equipamento): por meio de uma célula de carga, que faz a leitura da força aplicada diretamente no corpo de prova, ou então por um pressostato, que faz a leitura da pressão do sistema hidráulico. Ambas as soluções não controlam o sistema, mas são capazes de ler e informar para um controlador o valor de força (célula de carga) ou pressão do sistema (pressostato) em tempo real, sendo que este faz o controle do teste.

Para o controle de deslocamento, existem duas opções (dependendo da escolha do tipo de atuador não é necessário um sistema de controle, pois este vem embutido no equipamento): através de uma régua com marcação milimétrica, na qual o controle seria realizado visualmente, ou então através de um LVDT ou transdutor de deslocamento, o qual emite um sinal elétrico informando sua posição para um controlador – este, por sua vez, faz o controle do teste. A Tabela 3 dispõe da lista de concepções somente com as opções de cada subfunção; as combinações para realização de função principal estão realizadas na Tabela 5.

Tabela 3 – Lista de concepções

CONCEPÇÕES ALTERNATIVAS				
FUNÇÃO/ COMPONENTE	SOLUÇÃO			
	A	B	C	D
1 <b>REGULAR BANCADA HORIZONTAL</b>	 FIXA	 MÓVEL		
2 <b>REGULAR BANCADA VERTICAL</b>	 FIXA	 MÓVEL		
3 <b>PRENDER CORPO DE PROVA</b>	 PINÇA MECÂNICA	 FURO DE ESPERA		
4 <b>REGULAR PARÂMETROS ENSAIO</b>	 CLP	 SOFTWARE		
5 <b>CARREGAR CORPO DE PROVA</b>	 CILINDRO HIDRÁULICO	 CILINDRO HIDROPNEUMÁTICO	 ELÉTRICO MECÂNICO	 FUSOS
6 <b>CONTROLAR FORÇA</b>	 PRESSOSTATO	 CÉLULA DE CARGA		
7 <b>CONTROLAR DESLOCAMENTO</b>	 LVDT	 RÉGUA		

Fonte: Autor

Procurou-se realizar o maior número de combinações teoricamente concebíveis para a solução global, e os questionamentos adotados para isso foram:

- Princípio de funcionamento global atende a todos os requisitos da máquina?
- Fácil fabricação?

c) Existência de aplicação semelhante?

Algumas alternativas apresentadas na Tabela 3 foram descartadas por não apresentarem uma solução eficiente. A coluna 5B é o cilindro hidropneumático, o qual foi descartado, pois com ele é impossível realizar o valor da carga e o controle de força e deslocamento. A coluna 5D, que é o sistema com fuso, tornaria a fabricação da máquina extremamente precisa, porque qualquer valor de desalinhamento do fuso complicaria o funcionamento do mesmo; também seu controle seria muito complexo e o custo muito elevado.

As colunas 6A e 7B foram descartadas pelo fato de não apresentarem boa precisão de controle de força e deslocamento. No caso da régua, o processo também ficaria manualmente operado, o que aumenta consideravelmente as chances de erro nos ensaios.

Ao todo, foram realizadas doze combinações distintas, sendo que algumas são muito semelhantes, mudando entre si apenas uma subfunção. Para entender os princípios de soluções, eles foram chamados de variantes, ou seja, doze soluções distintas. A Tabela 5 apresenta todas as combinações.

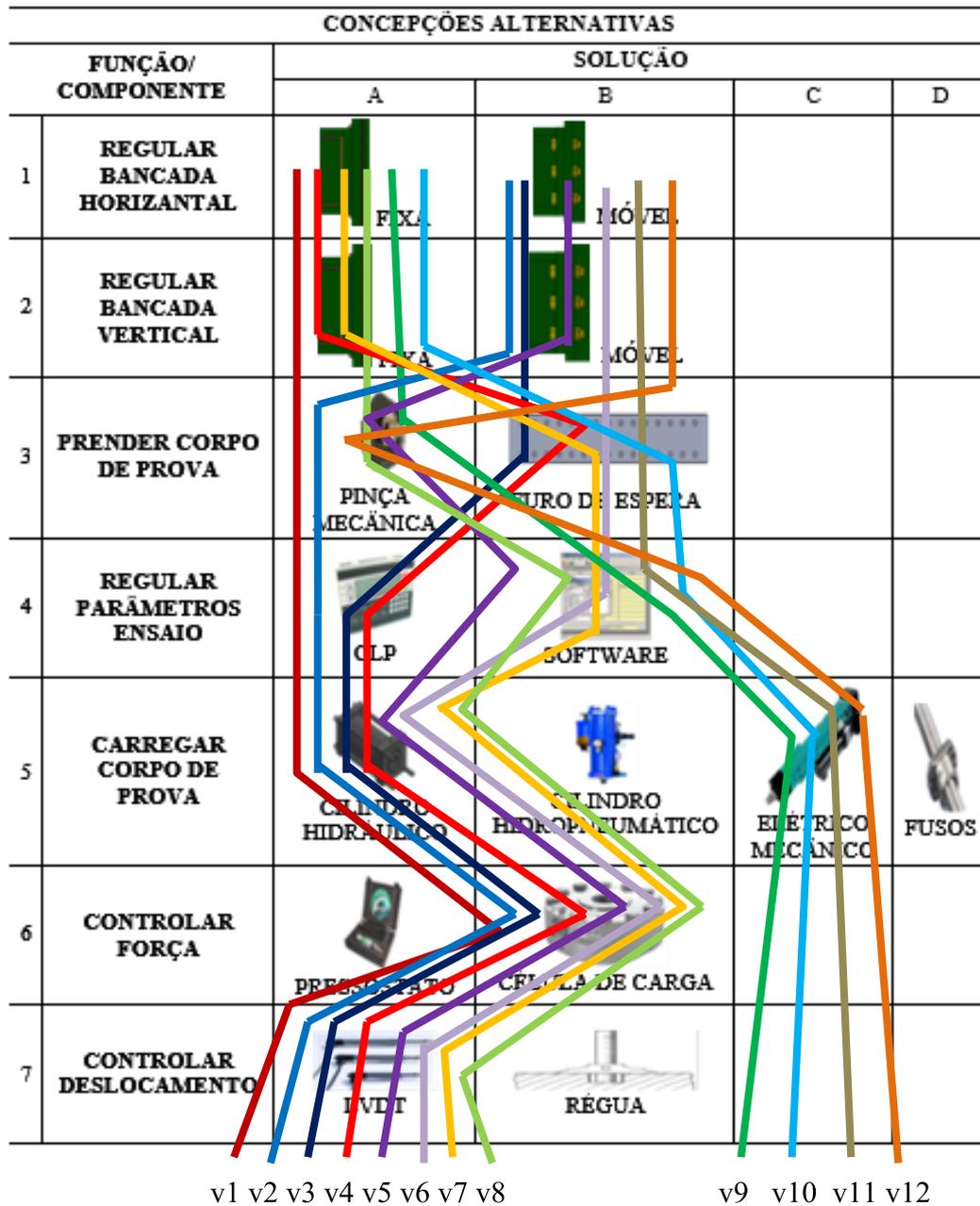
Para facilitar a compreensão das escolhas de concepção de cada variante, estas foram dispostas de maneira linear na Tabela 4.

Tabela 4 – Combinação dos princípios de solução

Variantes	Concepções alternativas						
	1A	2A	3A	4A	5A	6B	7A
V1	1A	2A	3A	4A	5A	6B	7A
V2	1A	2A	3B	4A	5A	6B	7A
V3	1B	2B	3A	4A	5A	6B	7A
V4	1B	2B	3B	4A	5A	6B	7A
V5	1B	2B	3A	4B	5A	6B	7A
V6	1B	2B	3B	4B	5A	6B	7A
V7	1A	2A	3B	4B	5A	6B	7A
V8	1A	2A	3A	4B	5A	6B	7A
V9	1A	2A	3A	4B	5C		
V10	1A	2A	3B	4B	5C		
V11	1B	2B	3B	4B	5C		
V12	1B	2B	3A	4B	5C		

Fonte: Autor

Tabela 5 – Lista de concepções com alternativas



Fonte: Autor

Para a escolha da concepção final, uma análise quantitativa dever ser realizada. Essa avaliação numérica não é simples; logo, devem ser avaliadas somente soluções que tenham maior relevância.

Como o número de variantes de solução global é elevado, as concepções menos importantes devem ser descartadas nesta etapa. Para isso, foi utilizada uma lista de seleção (Tabela 6), que é uma análise crítica, portanto qualitativa das variantes.

A lista funciona da seguinte forma: se alguma solução não atender aos critérios essenciais da função global ou a algum critério específico, deve ser descartada. O sinal positivo representa que a solução atendeu ao requisito, o sinal negativo representa que a solução não é eficaz, já a interrogação determina que o projetista deve procurar maior informação sobre o assunto.

Tabela 6 – Lista de seleção com as doze combinações

		Lista de Seleção das Variantes de Solução			Folha/ Pág.: 1	
		Projeto:		Máquina de ensaio de Compressão, Tração e Flexão.		
		Avaliar alternativas de solução de acordo com os critérios de seleção			Decidir	
		Simbologia: (+) Sim (-) Não (?) Escassez de Informações.			Simbologia: (+) Prosseguir com o desenvolvimento da solução (-) Descartar solução (?) Conseguir informação	
		Atende a lista de requisitos				
		Flexibilidade nos testes				
		Realizáveis em Princípio				
		Tem funcionalidade				
		Observações/ Justificativas/ Impacto				
LV						
V1	-	-	+	+	Pinça e elemento fixo, pouca flexibilidade	-
V2	-	-	+	+	Elemento fixo, pouca flexibilidade	-
V3	+	-	+	+	Pinça limita tipos de testes	-
<b>V4</b>	+	+	+	+		+
V5	+	-	+	+	Pinça limita tipos de testes	-
<b>V6</b>	+	+	+	+		+
V7	-	-	+	+	Elemento fixo, pouca flexibilidade	-
V8	-	-	+	+	Pinça e elemento fixo, pouca flexibilidade	-
V9	-	-	+	+	Pinça e elemento fixo, pouca flexibilidade	-
V10	-	-	+	+	Elemento fixo pouca flexibilidade	-
<b>V11</b>	+	+	+	+		+
V12	-	-	+	+	Elemento fixo, pouca flexibilidade	-

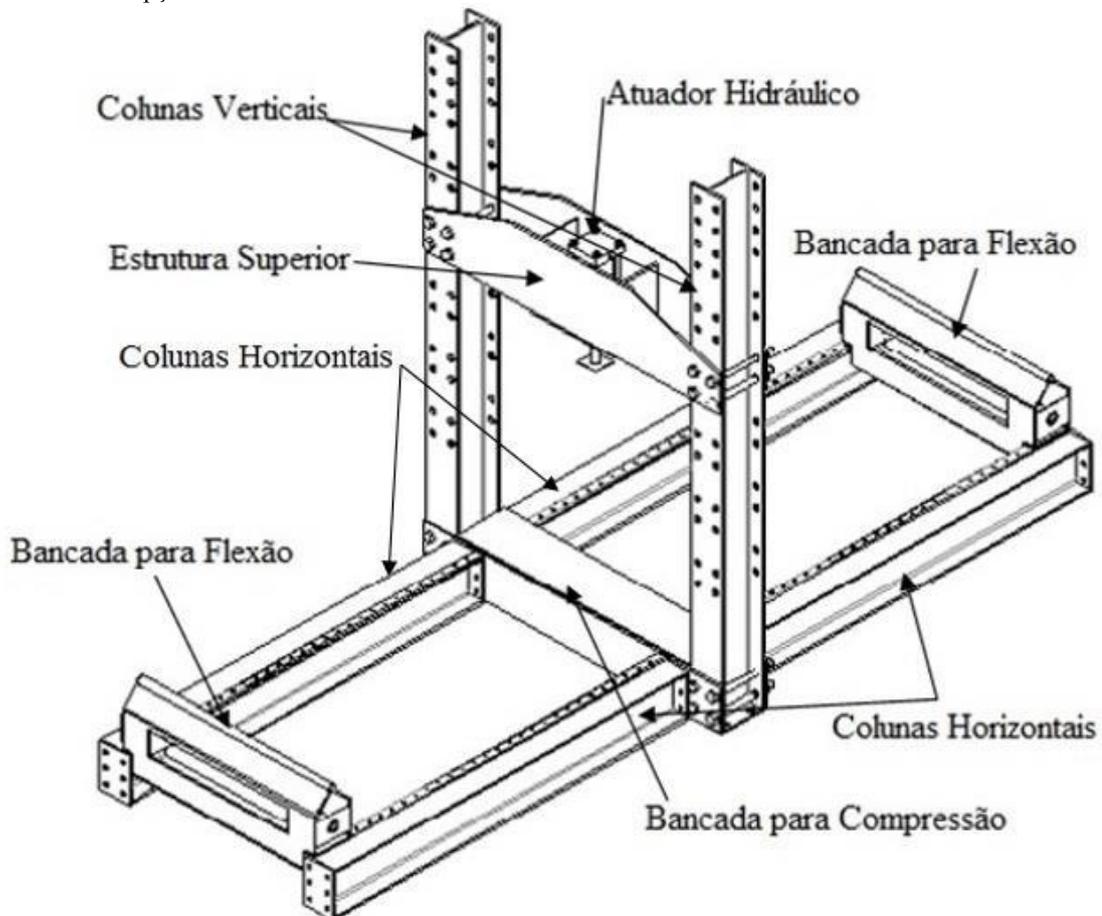
Com a realização dessa análise qualitativa, as soluções mais promissoras foram três, as quais têm sinal positivo a todos os critérios de avaliação adotados e estão destacadas na Tabela 6: V4, V6 e V11. Portanto, as três soluções devem passar para a próxima fase e ser avaliadas em uma análise numérica.

### 3.2.3 Concretização em variantes de concepção

Para que se possa avaliar de forma mais clara, devem ser realizados esboços com a construção da máquina nas três concepções escolhidas. Esses esboços podem ser realizados de maneira simples e até manualmente.

A concretização das variantes V4 e V6 está ilustrada na Figura 37. As duas variantes são semelhantes em termos mecânicos e construtivos. A diferença existente entre elas está no sistema de controle do atuador, no qual a variante V4 utilizaria um CLP enquanto a variante V6, um *software* específico para esse tipo de ensaio.

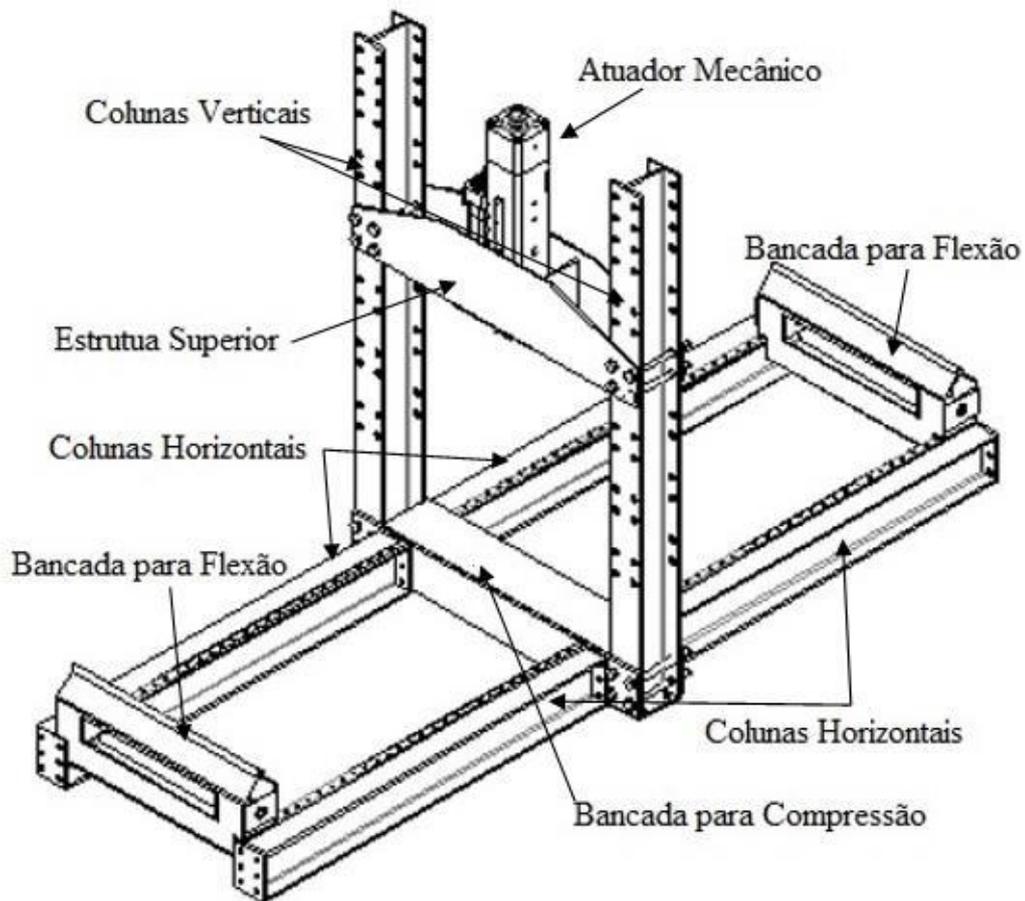
Figura 37 – Concepção das variantes V4 e V6



Fonte: Autor

Na variante V11, a única diferença entre as outras duas concepções é o atuador; nesta concepção é um atuador mecânico, que funciona com um fuso interno acoplado a um servo motor, comandado por um *software* integrado ao equipamento. Nessa concepção, não é necessária a utilização de célula de carga e do transdutor de deslocamento, pois o atuador mecânico está embutido à função de controle de força e deslocamento. A Figura 38 ilustra o esboço da variante V11.

Figura 38 – Concepção variante V11



Fonte: Autor

A estrutura mecânica da máquina não muda entre as três variantes avaliadas. A estrutura é simples e robusta, sendo formada por colunas verticais e horizontais para os diferentes tipos de teste.

#### 3.2.4 Avaliação das variantes

As três soluções mais promissoras devem ser avaliadas com uma análise numérica, a qual deve ser realizada através de requisitos que devem estar vinculados a um peso, ou seja, a

um valor numérico. Os critérios e pesos adotados são suposições e estão baseados, principalmente, na lista de requisitos do projeto e em requisitos intuitivos.

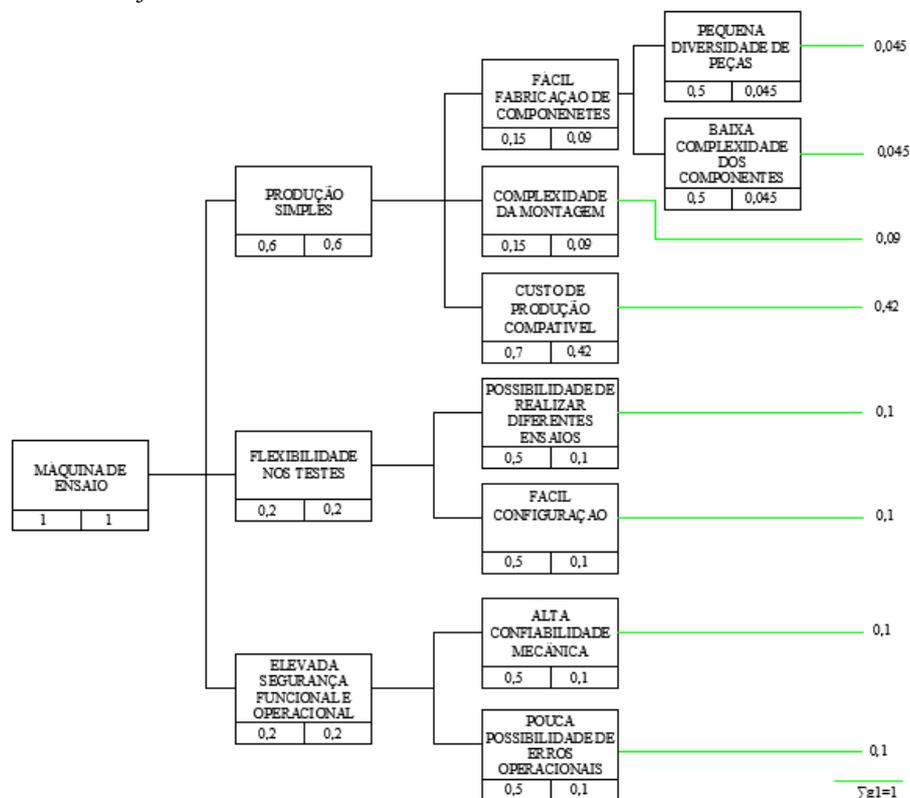
Para avaliação mais assertiva – qual a melhor concepção entre as três –, é necessário vincular um valor a cada característica desejada, esse valor ou peso deve ser maior para aqueles atributos com maior relevância.

O peso de cada característica foi estipulado levando em conta as características técnico-econômicas da máquina, sendo atribuídos valores maiores àqueles requisitos de grande importância para a concepção final do equipamento.

Seguindo a metodologia proposta por Pahl et al. (2005), a soma final de cada peso deve ser igual a 1, que significa um inteiro de todas as características importantes.

Conforme a Figura 39, os objetivos mais relevantes do projeto são oito: pequena diversidade de peças, baixa complexibilidade dos componentes, complexidade de montagem, custo de produção compatível, possibilidade de realizar diferentes ensaios, fácil configuração, alta confiabilidade mecânica, pouca possibilidade de erros operacionais.

Figura 39 – Árvore de objetivos



Fonte: Autor

Cada objetivo tem uma importância (“peso”) no equipamento e, para avaliar cada concepção em relação a esses objetivos, as concepções devem ser avaliadas

quantitativamente. É preciso, pois, realizar uma relação entre critérios qualitativos e quantitativos. Essa relação pode ser realizada por dois métodos distintos: a análise de pontos ou as diretrizes da VDI225. A Tabela 7 mostra os critérios de avaliação adotados para quantificar a funcionalidade teórica dos oito objetivos da máquina.

Tabela 7 – Critérios de avaliação das soluções

Escala de Valores		Magnitude dos Parâmetros							
Análise pontos	VDI 225 pontos	Pequena diversidade de peças	Baixa complexibilidade dos componentes	Complexidade da Montagem	Custo de produção compatível	Possibilidade de realizar diversos ensaios	Fácil configuração	Alta confiabilidade de mecânica	Pouca possibilidade de erros operacionais
0	0	Péssima	Muito Alta	Muito Difícil	Muito alto	Muito Ruim	Muito Ruim	Muito Ruim	Muito Alta
1									
2	1	Ruim	Alta	Difícil	Alto	Ruim	Ruim	Ruim	Alta
3									
4	2	Regular	Regular	Regular	Regular	Regular	Regular	Regular	Regular
5									
6	3	Boa	Baixa	Simples	Baixo	Boa	Boa	Boa	Baixa
7									
8	4	Muito boa	Muito Baixa	Muito Simples	Muito Baixo	Muito Boa	Muito Boa	Muito Boa	Muito Baixa
9									
10									

Fonte: Autor

Em cada variante foi avaliada a funcionalidade para cada um dos oito objetivos ilustrados na Figura 39. A avaliação está baseada na tabela de valores adotados da Tabela 7, na qual os critérios seguidos têm como referência as diretrizes de valores adotados pelas diretrizes da VDI225, em que a escala de valores varia de 0 a 4 pontos, sendo zero o valor mínimo e insatisfatório e 4 o valor máximo, um valor ótimo.

A análise quantitativa das três variantes, adotando os pesos mencionados na Figura 39 e as notas da Tabela 7, está ilustrada na Tabela 8. Nela foram avaliadas a solução global (Equação 1) e a ponderação global (Equação 2).

$$Gw_j = \sum_{i=1}^n w g_{ij} \quad (1)$$

$$Gwg_j = \sum_{i=1}^i g^i . w_{ij} \quad (2)$$

Tabela 8 – Avaliação das três variantes

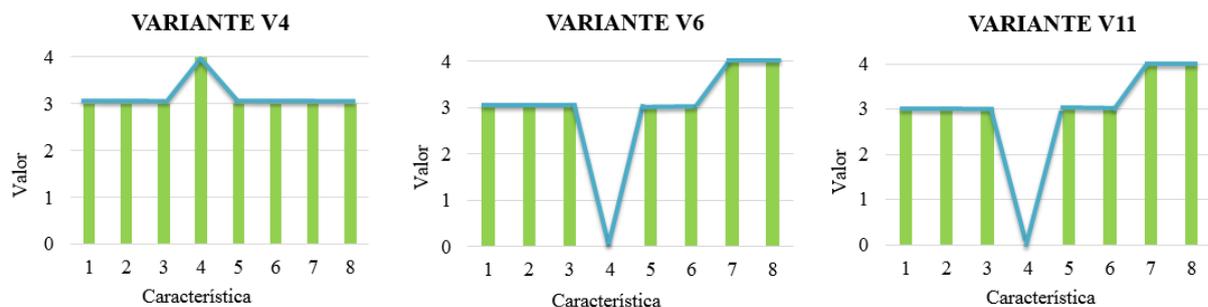
Critérios de avaliação			Parâmetro		Variante V 4			Variante V 6			Variante V11		
Nr.	Características	Fator	Nome	Unid.	Propriedade (ei4)	Valor (Wi4)	Valor Ponderado wg4	Propriedade (ei6)	Valor (Wi6)	Valor Ponderado wg6	Propriedade (ei11)	Valor (Wi11)	Valor Ponderado wg11
1	Pequena diversidade de peças	0,045	Diversidade de componenetes	-	Boa	3	0,135	Boa	3	0,135	Boa	3	0,135
2	Baixa complexibilidade dos componentes	0,045	Facilidade de fabricação	-	Baixa	3	0,135	Baixa	3	0,135	Baixa	3	0,135
3	Complexidade da Montagem	0,09	Simplicidade de Montagem	-	Simples	3	0,27	Simples	3	0,27	Simples	3	0,27
4	Custo de produção compatível	0,42	Custo de produção	-	Muito Baixo	4	1,68	Muito Elevado	0	0	Muito Elevado	0	0
5	Possibilidade de realizar diversos ensaios	0,1	Flexibilidade nos ensaios	-	Boa	3	0,3	Boa	3	0,3	Boa	3	0,3
6	Fácil configuração	0,1	Montagem simples	-	Boa	3	0,3	Boa	3	0,3	Boa	3	0,3
7	Alta confiabilidade mecânica	0,1	Segurança mecânica esperada	-	Boa	3	0,3	Muito Boa	4	0,4	Muito Boa	4	0,4
8	Pouca possibilidade de erros opeacionais	0,1	Possibilidade de erros operacionais	-	Baixa	3	0,3	Muito Baixa	4	0,4	Muito Baixa	4	0,4
		$\sum_{g1} =$				Gw4 = 25	Gwg4 = 3,42		Gw6 = 23	Gwg6 = 1,94		Gw11 = 23	Gwg11 = 1,94

Fonte: Autor

Analisando a Tabela 8, percebe-se que a variante V4 possui o mais alto valor global e também a melhor ponderação global. Dessa forma, a variante V4 prossegue para a fase de anteprojeto.

Outra análise realizada é a do perfil dos valores de cada concepção segundo os valores atribuídos de  $W_i$  (Figura 40), embasados nas diretrizes da VDI225. Dessa forma, torna-se fácil identificar os pontos fracos de cada variante e também saber o motivo da escolha da variante V4.

Figura 40 – Perfil dos valores de  $W_i$  das variantes



Fonte: Autor

Analisando-se os gráficos, chega-se à conclusão de que a concepção quatro tem um comportamento mais linear. As outras duas concepções têm o critério quatro (custo) com valor zero, isso em razão dos altos custos de aplicação desses sistemas. Portanto, a variante 4 satisfaz regularmente a todas as características desejadas no projeto.

A partir dos dados numéricos, conclui-se que o quesito definitivo para a decisão da escolha da variante V4 foi o menor custo que ela apresenta, garantindo mesmo assim boa

qualidade de funcionamento. As demais concepções de maneira geral são mais precisas do que a variante V4, mas seus custos são muito elevados em relação a ela.

Foram realizadas estimativas de custos com diferentes fornecedores de cada tipo das soluções, e a aplicação das soluções das variantes V6 e V11 ficou de três a quatro vezes maior que a solução da variante V4.

### 3.3 ANTEPROJETO

Na fase de anteprojeto, a concepção escolhida deve ser detalhada, ou seja, sua estrutura precisa ser realizada de forma completa levando em conta todos os componentes necessários para a fabricação de sua estrutura. A partir de funções principais e auxiliares, deve-se chegar à solução global. Essa fase pode ser considerada basicamente como o detalhamento da concepção escolhida.

Para a realização do *layout* final do produto, foi utilizado modelamento tridimensional, simulando diferentes concepções que auxiliaram na visualização do projeto como um todo e permitiram a realização de uma solução menos complexa, com o menor número de componentes e, conseqüentemente, maior número de peças similares.

#### 3.3.1 Identificação dos requisitos determinantes da configuração

Para iniciar a concretização mais detalhada da concepção escolhida da máquina de ensaios, devem ser apontados quais os itens da lista de requisitos são determinantes para a concepção final do projeto.

Avaliando a lista de requisitos e os gráficos de perfil da escolha do projeto, conclui-se que os itens determinantes para o cumprimento de todas as funções desejadas de maneira adequada são: ter custo aceitável; ter flexibilidade nos testes; realizar uma carga de 500 KN em compressão.

O custo é o requisito determinante para a escolha da concepção da máquina, principalmente no sistema de aplicação e controle de força e deslocamento, em que foi escolhido o sistema mais economicamente viável. Já para a estrutura da máquina, buscou-se utilizar peças e materiais padronizados, pelo fato de que o custo é significativamente menor do que componentes especiais.

As dimensões básicas da máquina, ou seja, comprimento, largura e altura, foram determinados em razão da lista de requisitos, e as medidas estão embasadas em pesquisas que

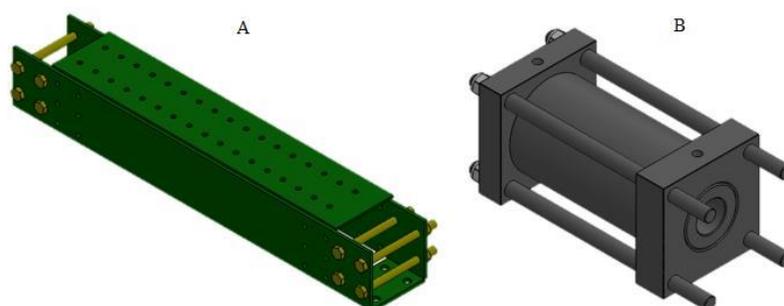
vêm sendo realizadas em componentes estruturais e ligações metálicas e, também, em máquinas semelhantes utilizadas nos laboratórios de pesquisa de estruturas de algumas instituições descritas na revisão bibliográfica e nos anexos deste trabalho. Assim, foram determinadas as medidas de altura de aproximadamente 2900 mm. Esse valor está relacionado principalmente com altura de futuros corpos de prova para testes de flambagem, o comprimento de 6000 mm está relacionado com o tamanho de matérias padronizadas das usinas metalúrgicas e a largura máxima de 1300 mm está relacionado às máquinas com aplicação semelhante. Questões intuitivas de projeto também foram utilizadas na determinação das medidas.

Devido ao fato de ser um equipamento de ensaio mecânico, sua estrutura não deve deformar mesmo com a aplicação de altos valores de carregamento; para isso, ela deverá ser extremamente rígida. A fim de garantir essa característica, foram escolhidos como estrutura básica da máquina perfis do tipo “I”, que apresentam grande resistência mecânica.

### 3.3.2 Portadores da função principal e auxiliares

A máquina é composta basicamente por duas funções principais: a fixação do corpo de prova e a aplicação de carga. Para a fixação dos corpos de prova, serão deixados furos de espera (Figura 41A), já que um dos objetivos principais é a flexibilidade para realizar diferentes testes em corpos de provas de geometrias e dimensões distintas, sendo que será necessário otimizar um suporte para cada tipo de ensaio. Dessa forma, o portador da função são os furos de espera deixados. Para a aplicação de carga, foi escolhido um cilindro hidráulico (Figura 41B), em razão da concepção selecionada na etapa anterior, portanto ele é o portador da função da aplicação da carga. Os dois portadores de função principal já estão definidos e tiveram uma concepção relativamente simples e com baixo custo, estando de acordo com a lista de requisitos.

Figura 41 – Portadores função principal



Fonte: Autor

Os portadores das funções auxiliares podem ser considerados como todo o sistema estrutural, ou seja, como a máquina deve ser concebida para que todos os itens da lista de requisitos sejam exercidos na concepção final do equipamento.

Devido ao fato de a flexibilidade e o custo serem os fatores que mais influenciam na escolha de concepção final, como visto nos capítulos anteriores, faz-se necessário um estudo de similaridades de peças, de forma a torná-lo um equipamento de simples fabricação e baixo custo. Isso é alcançado mediante um projeto modular e, para isso, com base nos dados de dimensões principais, a estrutura deve ser repartida em módulos, os quais devem respeitar a funcionalidade e a geometria definidas até então. Segundo Pahl et al. (2005), um sistema modular sempre apresentará uma vantagem técnica e econômica em relação a um projeto específico.

### **3.3.3 Estudo para projeto modular**

Conforme Pahl et al. (2005), a essência de um produto modular é que, partindo de um tamanho de módulo desenvolvido, pode-se derivar outros tamanhos de série. O projeto no qual se parte é chamado de projeto básico, já os tamanhos derivados são chamados de projetos subsequentes. Um produto modular pode apresentar uma série de vantagens em relação a um produto específico: menor custo, pode-se conseguir uma alta qualidade mais cedo; menor prazo de entrega, peças de reposição com mais fácil acesso, mesma fabricação. Similaridade pode ser definida por semelhanças básicas de grandezas, como força, tempo, comprimento, temperatura, entre outras. Por exemplo, uma semelhança geométrica ocorre quando projetos subsequentes de uma série construtiva são realizados a partir de projeto básico.

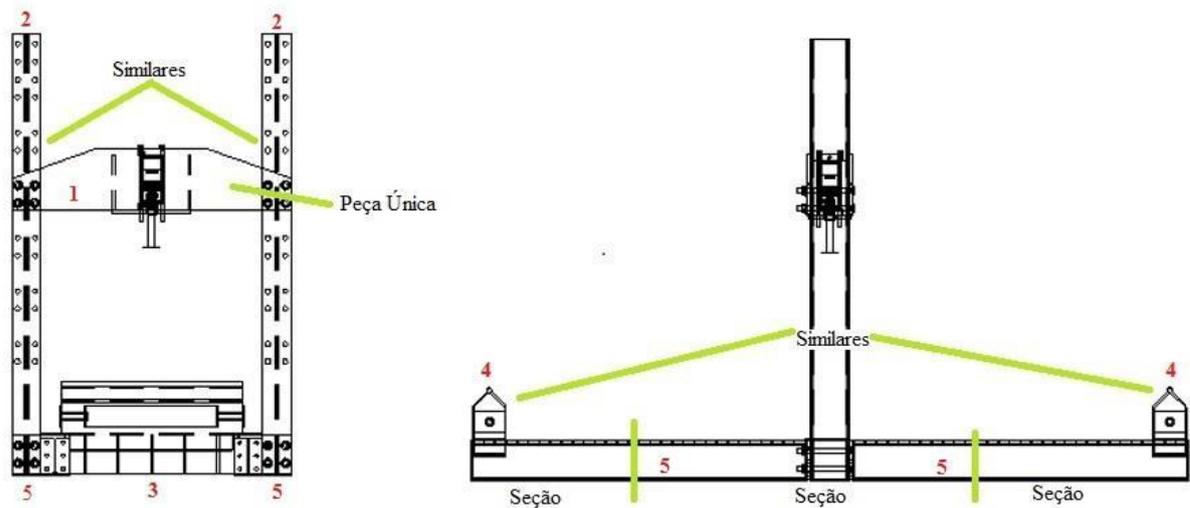
Segundo Kamrani e Salhieh (2002), não existem normas para a realização de um equipamento modular; para construir um sistema modular, deve-se identificar a função física de cada elemento, classificando-os em grupos funcionais que atendem a diferentes necessidades de produção. Os produtos são concebidos como blocos de construção que podem ser agrupados para formar uma variedade de produtos, isso promove uma padronização, pois existe uma reutilização de módulos existentes em novos produtos.

De acordo com Pahl et al. (2005), os módulos de um conjunto podem ser classificados em dois tipos: segundo a função ou a produção. O primeiro se refere àqueles itens que têm a função similar e podem ser modulados conforme a estrutura de função global. Já o segundo tipo se refere aos aspectos de fabricação, neste os módulos são realizados através dos

processos de fabricação similares. Entende-se por um produto modular aquele que satisfaz a diferentes funções globais e, nas combinações de blocos de função, conseguem cumprir outras combinações.

Em primeiro momento, foi realizada uma análise técnica dos componentes e um estudo de similaridade das peças do conjunto com base no esboço elaborado na concretização das concepções. A Figura 42 mostra que existem similaridades significativas entre alguns componentes que compõem a estrutura metálica do pórtico. Assim, chegou-se à conclusão de que, mantendo a concepção inicial, a estrutura seria composta por cinco componentes distintos, usados em diferentes quantidades.

Figura 42 – Análise de esboço



Fonte: Autor

Após, foram analisados os aspectos de fabricação, buscando-se fabricar peças pequenas e de baixa complexibilidade e quando possíveis similares. Conforme a Figura 42, o perfil inferior da estrutura pode ser seccionado de modo que possa ser facilmente fabricado em módulos menores.

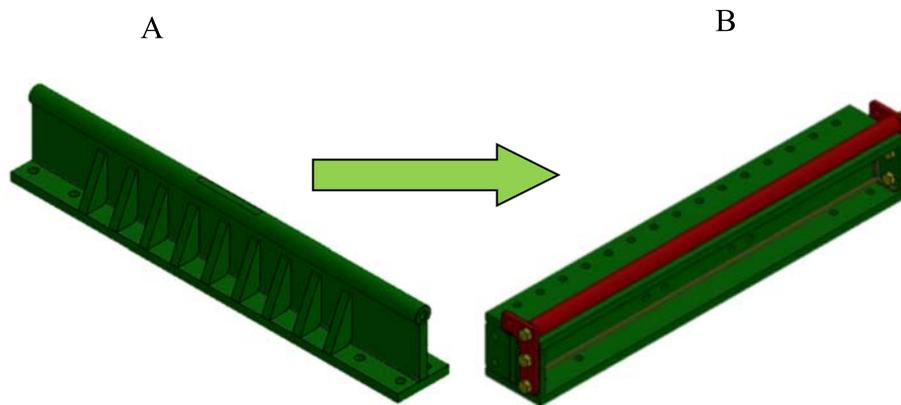
Para a realização desse seccionamento da estrutura, esta foi dividida em três partes iguais. Como ela possui um tamanho total de 6000 mm, o resultado foi de três peças de 2000 mm cada, montadas através de parafusos, e as colunas que suportam o atuador (Figura 42 – 2), ao invés de serem colocadas diretamente no piso, passam a ser montadas através de parafusos na face superior das partes seccionadas.

O projeto dos módulos das bancadas de flexão (Figura 42 – 4), em primeiro momento, era uma solução particular (Figura 43 A). Com algumas análises de tamanhos geométricos e acréscimos de determinadas furações, o módulo da estrutura inferior (Figura 42 – 5) também

foi empregado para as bancadas dos ensaios de flexão, com vantagens em relação à primeira concepção, pois esse módulo torna a aplicação mais flexível devido ao fato de que é possível que o eixo de apoio para ensaios de flexão possa ser alterado de posição; ainda existem furações de espera que podem ser utilizadas como apoio para algum tipo de teste de flexão que exija uma ou duas extremidades fixas (Figura 43 B).

Para a união entre as partes que formam a estrutura, foram utilizadas ligações metálicas parafusadas; isso em razão da grande resistência oferecida por esse tipo de união com um custo relativamente baixo.

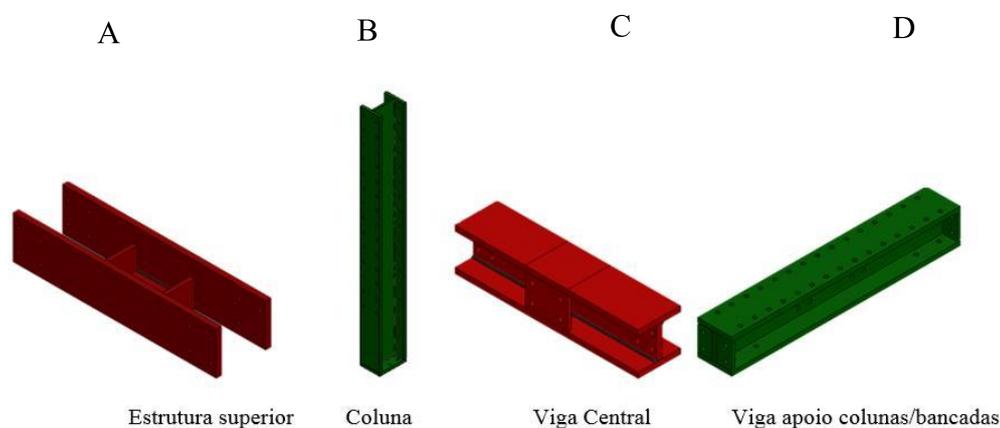
Figura 43 – Modelos de bancadas estudados



Fonte: Autor

Após realizar diferentes esboços com configurações distintas (nos diferentes tipos de ensaios), o layout final foi realizado basicamente por apenas quatro conjuntos soldados (Figura 44), que, quando montados de maneiras distintas, configuram a máquina para diferentes tipos de ensaio, o que torna o projeto simples e eficaz. Com o empecilho em alguns tipos de ensaios, é necessário o acréscimo de algumas peças de menor geometria (Figura 43 B).

Figura 44 – Peças (módulos) principais



Fonte: Autor

A viga de apoio colunas/bancada (Figura 44 D) é um componente muito importante na estrutura, pois, depois de diversas simulações de geometria e tamanho, foi possível torná-la um item modular através das furações para as diferentes montagens, podendo ser considerada o módulo mais flexível.

Outro aspecto importante na modularização deste projeto foi a realização de furações padronizadas, com passos e diâmetros semelhantes para que os componentes pudessem ser montados em diferentes posições e sentidos. Para a escolha do diâmetro do parafuso, considerou-se a resistência mínima exigida, e o parafuso escolhido foi utilizado em todos os componentes e montagens. Isso em razão da padronização do projeto; já para a definição do passo, consideraram-se questões de montagem e interferência geométricas.

Os principais componentes são formados por perfis do tipo “I”, pela fácil fabricação e grande resistência obtida na construção desse tipo de perfil metálico. Devido ao fato da grande rigidez estrutural objetivada, os componentes são soldados e não laminados de fábrica.

Analisando a lista de requisitos (Tabela 1), conclui-se que, em primeiro momento, todos os quesitos exigidos e desejados foram cumpridos de forma satisfatória, cabendo ainda a análise estrutural através de elementos finitos, para comprovar a eficácia estrutural do projeto.

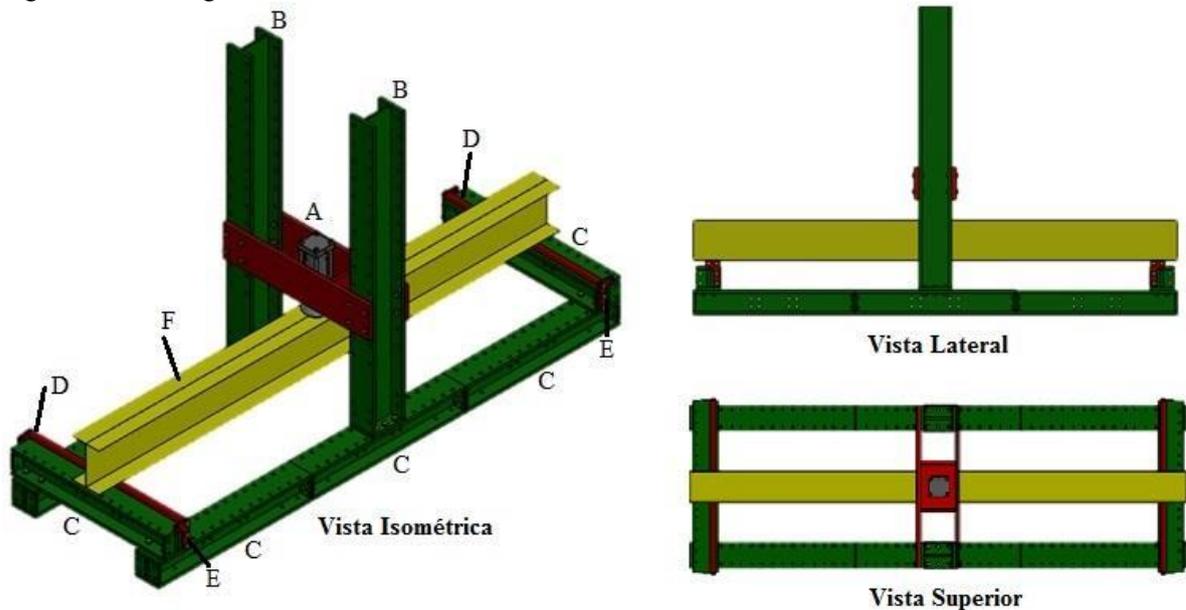
Para ilustrar alguns tipos de ensaios que poderão ser realizados com os módulos, apresentam-se a seguir as diferentes configurações da máquina.

### 3.3.4 Montagem para ensaio de flexão

A montagem para o ensaio de flexão (Figura 45) é realizada com os seguintes componentes:

- 1 (uma) - Estrutura Superior – **A**;
- 2 (duas) – Colunas – **B**;
- 8 (oito) – Vigas de apoio coluna/bancada – **C**;
- 2 (dois) – Eixo apoio corpo ensaiado – **D**;
- 4 (quatro) – Suporte para o eixo – **E**;
- Corpo de prova ilustrativo – **F**;
- Parafusos e porcas.

Figura 45 – Montagem ensaio de flexão



Fonte: Autor

Permite a realização de ensaios de flexão com uma carga de compressão de até 500KN, com uma distância máxima entre apoios de até 6000mm. Essa distância pode ser alterada montando as duas vigas de apoio superiores (Figura 45C) nos diferentes furos de espera existentes nas vigas de apoio inferiores (Figura 45C). Pode realizar teste de flexão com tipos de apoios distintos, ou seja, pode-se configurar para um apoio engastado ou livre dependendo do teste realizado.

Outra característica é o local da aplicação da carga, que pode ser deslocado do centro do corpo de prova, pois as colunas (Figura 45B) são parafusadas e podem ser montadas nas

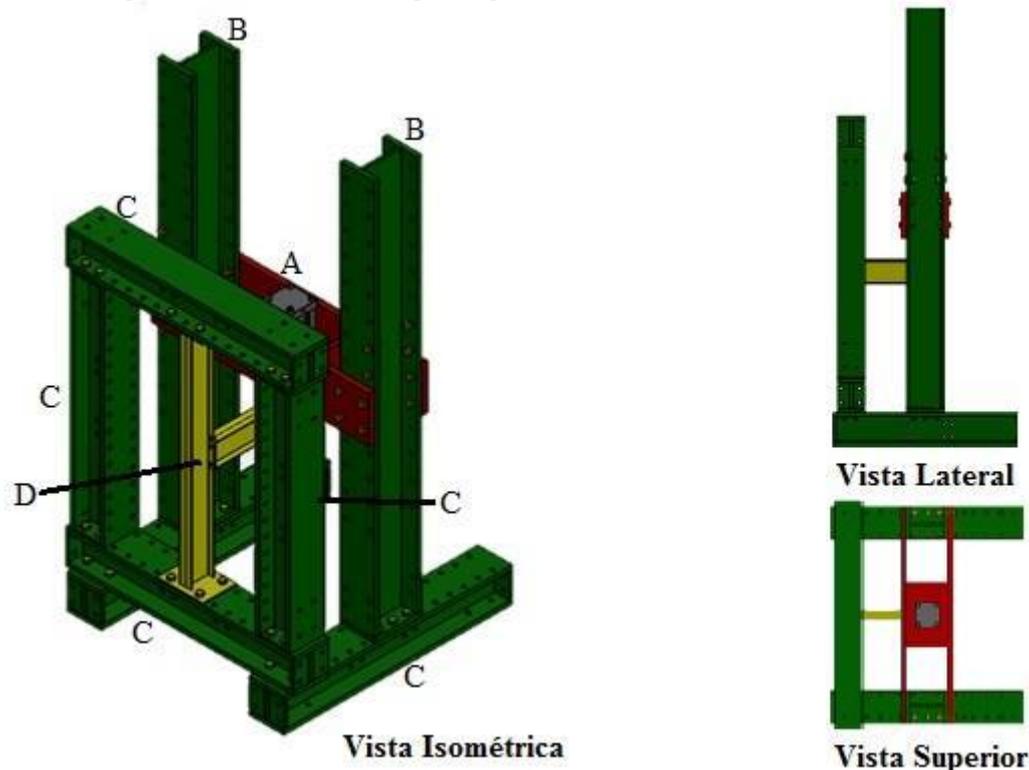
diferentes posições, em que existam furações nas vigas de apoio (Figura 45C). A altura do corpo de prova também pode ser variada, devido ao fato de que a estrutura superior (Figura 48A) pode ser montada nos diferentes furos existentes nas colunas (Figura 48B).

### 3.3.5 Montagem para ensaio de flexão para vigas em balanço

Outra configuração possível pode ser usada montando as vigas de apoio de maneira a formar um quadro que pode servir de apoio aos corpos de prova (Figura 46). Nessa configuração, as peças necessárias para montagem são:

- 1 (uma) - Estrutura Superior – **A**;
- 2 (duas) – Colunas – **B**;
- 6 (seis) - Viga de apoio coluna/bancada – **C**;
- Corpo de prova ilustrativo – **D**;
- Parafusos e porcas.

Figura 46 – Montagem ensaio de flexão em ligações parafusadas ou soldadas



Fonte: Autor

O quadro pode ser formado com montagem através de parafuso de quatro vigas de apoio coluna/bancada (Figura 46C) e serve de apoio para os possíveis corpos de prova que

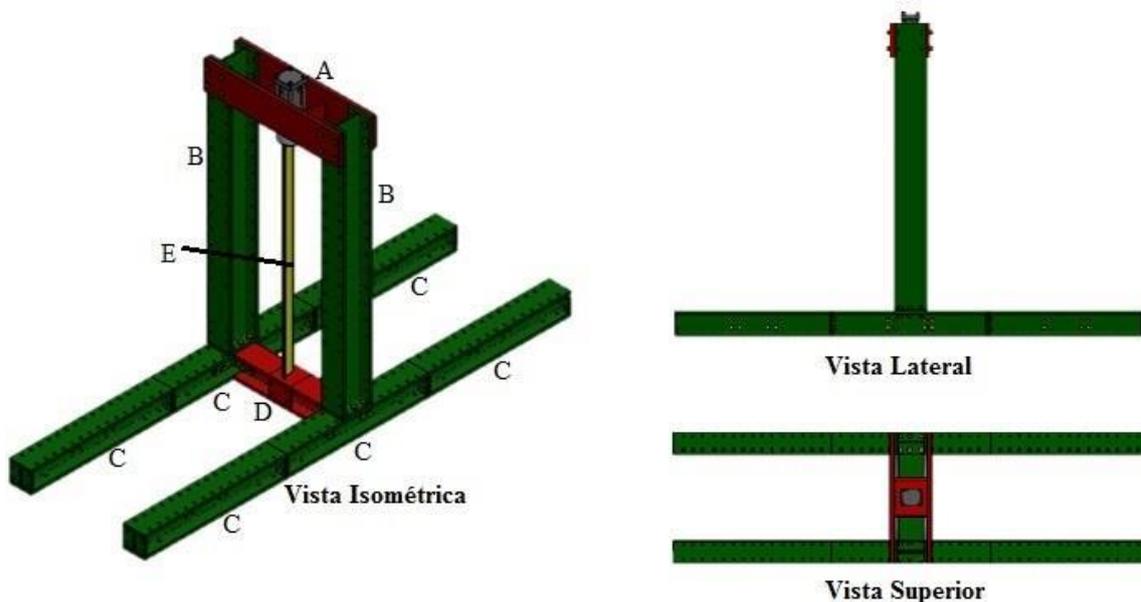
serão ensaiados. Caso necessário, outro quadro pode ser montado do lado oposto a do que está na Figura 49. Também pode ser realizada a montagem com uma distância maior entre as colunas (Figura 46B) e o quadro de apoio do corpo de prova, em razão de que toda a estrutura de suporte do atuador possa ser deslocada.

### 3.3.6 Montagem para ensaio de compressão e tração

A montagem para o ensaio de compressão (Figura 47) é realizada com os seguintes conjuntos:

- 1 (uma) - Estrutura Superior – **A**;
- 2 (duas) – Colunas – **B**;
- 6 (seis) – Vigas de apoio coluna/bancada – **C**;
- 1 (um) – Estrutura inferior – **D**;
- Corpo de prova ilustrativo – **E**;
- Parafuso e porcas.

Figura 47– Montagem ensaio de compressão e tração



Fonte: Autor

Para ensaio de compressão ou flambagem, podem ser realizados ensaios em perfis de até 2922 mm de altura com uma largura máxima de 1300mm, podendo aplicar uma carga de até 500KN. Para ensaio de tração, a capacidade de carga máxima fica em torno de 230KN pelo fato de o cilindro hidráulico ser de simples ação.

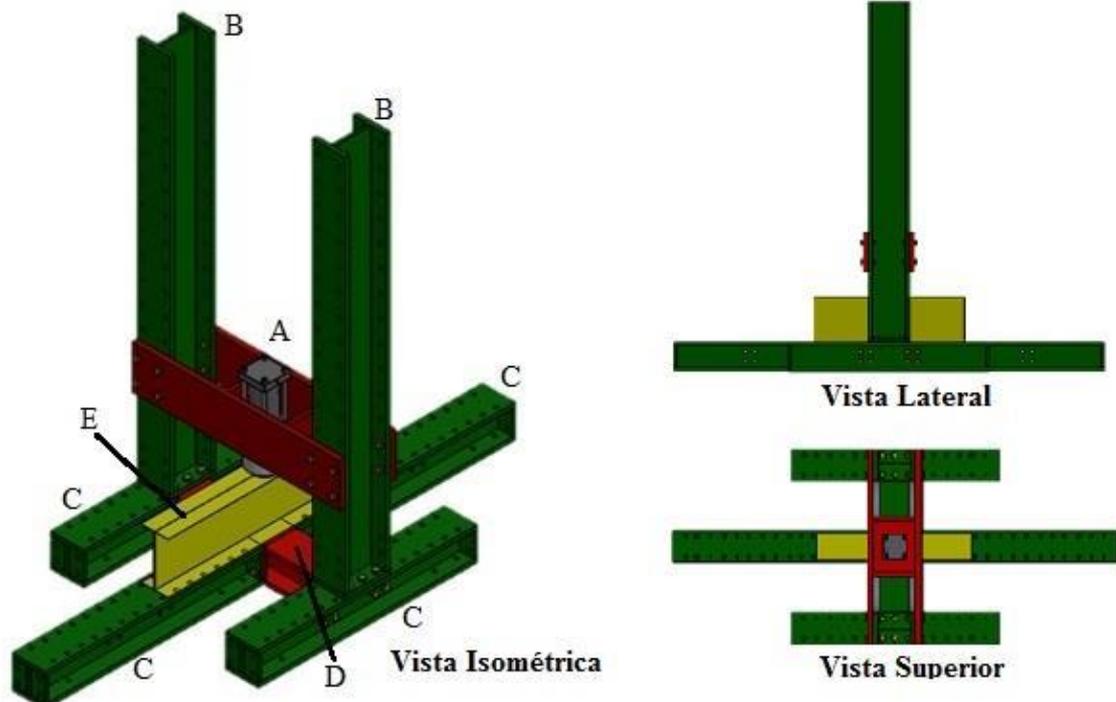
Para a fixação dos corpos de provas, foram deixados furos de espera de modo que, dependendo do tipo de ensaio e da geometria no material, possam ser realizados suportes especiais a cada aplicação.

### 3.3.7 Montagem para ensaios com fixação através de uma viga central

A montagem para o ensaio com fixação através de uma viga central (Figura 48) é realizada com os seguintes conjuntos:

- 1 (uma) - Estrutura Superior – A;
- 2 (duas) – Colunas – B;
- 4 (quatro) – Vigas de apoio coluna/bancada – C;
- Corpo de prova ilustrativo – E;
- Parafuso e porcas.

Figura 48 – Montagem para ensaio de perfis



Fonte: Autor

Para a montagem do apoio de corpo de prova, são utilizadas duas ou mais vigas de apoio coluna/bancada (Figura 48C). Isso depende do comprimento do corpo de prova ensaiado, e a viga central pode servir de suporte para diferentes ensaios que podem ser de compressão, tração ou flexão. Portanto, a viga central serve para testes em que, por questões de geometria, o corpo de prova deva ser fixado somente pelo centro do equipamento de

ensaio. A Figura 48 mostra um perfil metálico sofrendo um carregamento de compressão do sentido perpendicular à sua menor dimensão.

Como visto nos capítulos anteriores, o projeto concebido através de uma lógica modular mostrou-se bastante viável para a realização de diferentes testes mecânicos, podendo ser utilizado em distintas situações de verificação de resistência em componentes estruturais e ligações mecânicas. Um ponto relevante é o fato de que a quantidade de peças envolvidas na montagem do equipamento é relativamente pequena em comparação à quantidade de testes que poderão ser realizados.

### 3.3.8 Análise estrutural através do MEF

Para a análise estrutural, utilizou-se o método de elementos finitos. Nas análises, foi avaliada respectivamente cada configuração descrita nos capítulos anteriores, considerando-se os principais esforços que ela poderá sofrer, bem como as condições de contorno para cada configuração em análises estáticas. Procurou-se representar numericamente, de forma mais aproximada possível, o comportamento da máquina quando submetida aos esforços nas diferentes configurações.

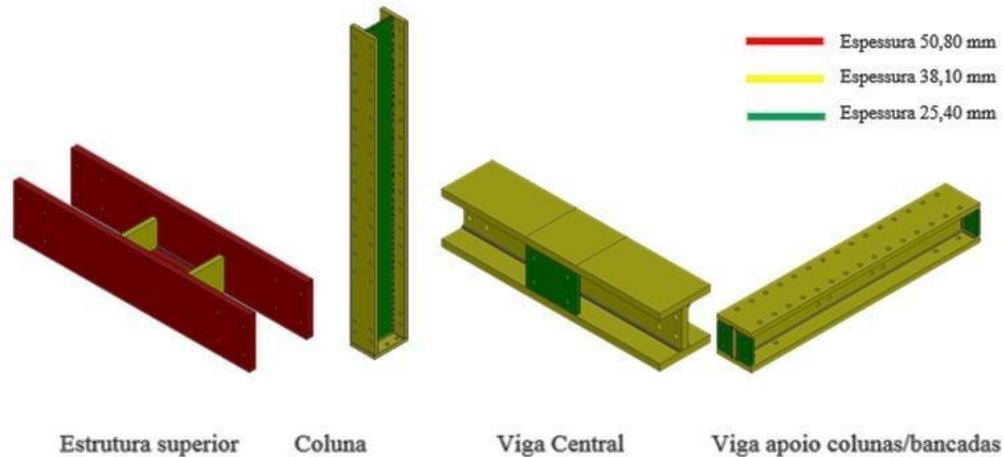
A teoria de falha utilizada na análise é a da energia de distorção, que prevê que ocorre escoamento quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume alcança ou excede à energia de deformação por distorção por unidade de volume correspondente ao escoamento, sob tração ou compressão do mesmo material, também é conhecido como teoria de Von Mises (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Algumas características foram mantidas em todas as análises, quais sejam: materiais, tipos de malha e tipos de contato.

Os valores e tipos de carregamento, bem como os tipos de suportes variaram conforme a configuração de cada ensaio, sendo que foram levadas em conta todas as peculiaridades de cada ensaio.

Devido ao grande coeficiente de segurança requerido no projeto, as chapas utilizadas para fabricação das vigas “I” têm grandes espessuras; elas variam entre 25,4 mm e 38,10 mm. A estrutura superior, que é a base do atuador hidráulico, tem bitolas de chapas que variam de 38,10 mm até 50,8mm. As travas ou reforços existentes nas diversas configurações variam entre 22,22 mm até 38,10. O diâmetro dos suportes para o ensaio de flexão é de 75 mm. A Figura 49 ilustra as espessuras dos principais componentes.

Figura 49 – Espessuras dos principais componentes



Fonte: Autor

Os parafusos de fixação dos componentes são da bitola M33 da classe ISO 898 – 12.9, essa classe de parafuso foi escolhida devido à alta carga sofrida nas ligações parafusadas. A Tabela 9 mostra as propriedades mais importantes de cada material. Todas as chapas foram consideradas como fabricadas em aço ASTM A36. Todos os componentes foram considerados como materiais isotrópicos com um comportamento linear elástico.

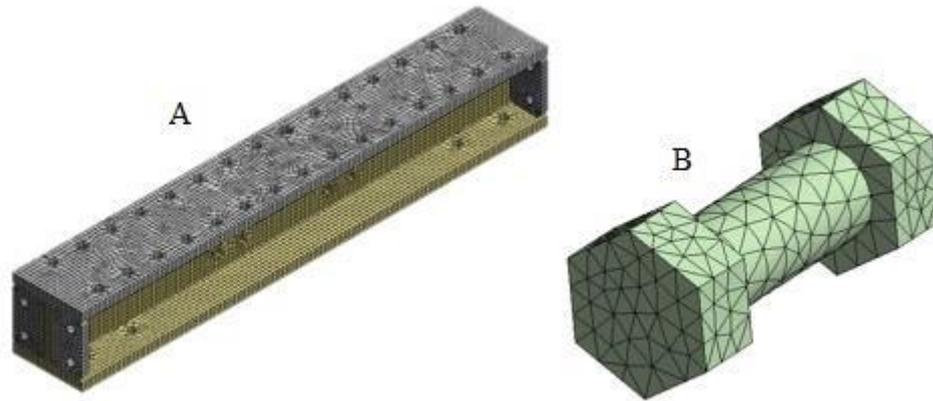
Tabela 9 – Propriedades dos materiais da análise

Tipo do aço	Fy (Mpa)	E (Gpa)	Coef. Poisson
ASTM A36	250	200	0,3
ISO 898 – 12.9	970	200	0,3

Fonte: Autor

Para a análise numérica do modelo, foi necessário utilizar dois tipos de malha de elementos finitos para elementos sólidos. A malha do tipo hexaédrica de 20 nós (Figura 50 A) foi utilizada em todas as chapas de cada modelo e, também, para as peças de menores dimensões; já a malha tetraédrica de 10 nós (Figura 50 B) foi utilizada em todos os elementos de fixação, ou seja, parafusos e porcas. Os tamanhos dos elementos de malha utilizados, foram escolhidos a partir de análises de convergência dos seus resultados.

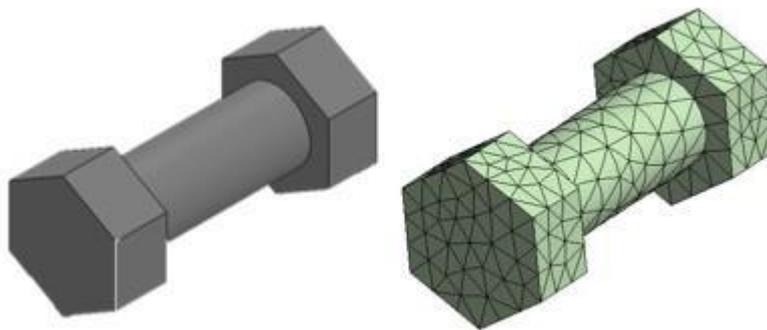
Figura 50 – Tipo de malhas utilizadas na análise



Fonte: Autor

Uma característica importante considerada na análise é que o parafuso é composto por um corpo somente (Figura 51). Conforme Maggi (2000), esse tipo de consideração é possível devido à natureza do carregamento e ao comportamento do conjunto porca/parafuso.

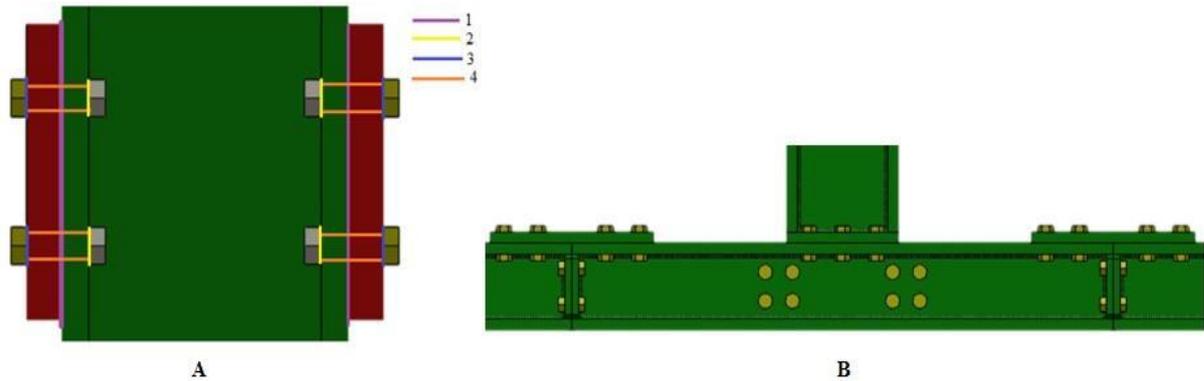
Figura 51 – Modelo de parafuso utilizado nas análises



Fonte: Autor

As ligações parafusadas e chapas metálicas normalmente apresentam descontinuidades geométricas em razão dos processos de fabricação. Para que a análise seja correta, ou seja, similar ao que acontece na realidade, é necessário considerá-las. Para isso, foram empregados elementos de contatos entre cada componente. A Figura 52 A ilustra os tipos de contatos utilizados para análise de elementos finitos, e as relações mostradas nesta Figura foram empregadas nas análises deste trabalho. Já a Figura 52 B mostra o detalhe do tipo de ligação parafusada de topo empregada no projeto.

Figura 52 – Contatos de atrito e detalhe ligação

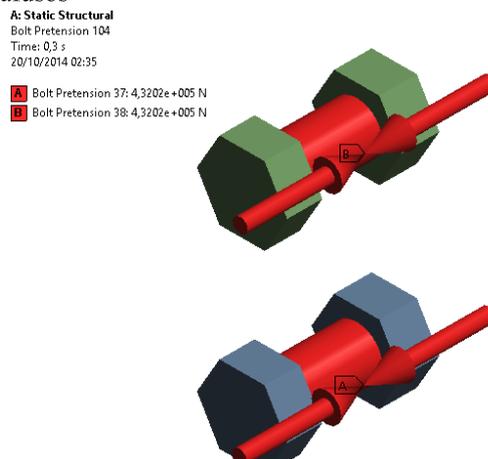


Fonte: Autor

1. Contato de atrito entre as chapas de aço, atrito igual a 0,20.
2. Contato de atrito entre as chapas e cabeça do parafuso, atrito igual a 0,20.
3. Contato de atrito entre as chapas e uma face da porca, atrito igual a 0,20.
4. Contato de atrito entre o fuste dos parafusos e as paredes internas dos furos, atrito igual a 0,20.

Em todos os parafusos M33, foram consideradas pré-tensões de aperto de montagem de 432,015 KN (Figura 53). Esse valor está baseado em Shigley, Mischke e Budynas (2005), e o cálculo está descrito no Apêndice B deste trabalho.

Figura 53 – Pré-tensão nos parafusos



Fonte: Autor

As características geométricas de cada análise foram descritas nos capítulos anteriores. O tamanho de malha considerado está vinculado às dimensões de cada componente, qualidade obtida e convergência de resultados.

### 3.3.8.1 Análise de elementos finitos para ensaio de Flexão

Na análise de flexão, o modelo geométrico considerado é o mesmo descrito no item 3.3.4 deste trabalho. O tamanho de malha considerado na análise foi de 38 mm para todas as chapas, suportes e eixos. Já o tamanho de malha considerado para os parafusos foi de 19 mm. A Tabela 10 mostra o número de nós e elementos do modelo, com o tamanho de malha descrito.

Tabela 10 – Número de nós e elementos para primeira análise flexão

Número de Nós	Número de elementos
325476	81368

Fonte: Autor

A Figura 54 apresenta as condições de contorno estipuladas para a análise. A carga considerada corresponde à carga máxima de aplicação do atuador, ou seja, 500KN aplicados na estrutura superior, local da montagem do atuador (Figura 54 A). Como existem dois suportes para apoio dos corpos de prova, a carga foi dividida em duas, ou seja, 250KN em cada suporte (Figura 54 B e C). As forças foram aplicadas no local das reações do corpo de prova, e o comprimento do corpo de prova considerado foi de aproximadamente 6000 mm.

Os suportes considerados foram localizados nas quatro arestas inferiores dos quatro perfis de cada lateral (Figura 54 D, E, F e G). Na aresta D, o deslocamento foi travado na direção X, Y, Z; nas demais arestas, apenas a direção Y foi travada, X e Z têm movimentos livres. Essa configuração de suportes foi realizada em virtude da convergência de resultados e também por considerar a pior situação de aplicação de carregamento.

Figura 54 – Condições de contorno para primeira análise ensaio de flexão

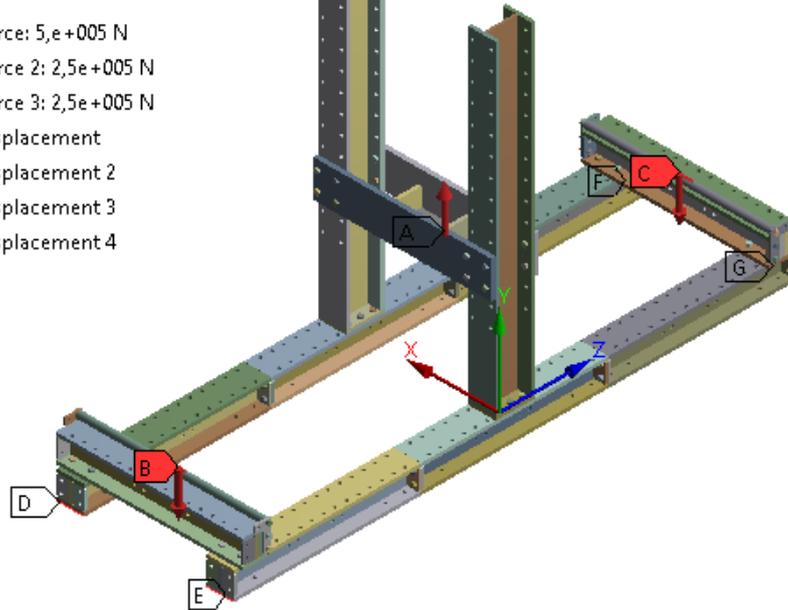
**A: Static Structural**

Displacement 4

Time: 1, s

23/09/2014 00:17

- A** Force: 5,e+005 N
- B** Force 2: 2,5e+005 N
- C** Force 3: 2,5e+005 N
- D** Displacement
- E** Displacement 2
- F** Displacement 3
- G** Displacement 4



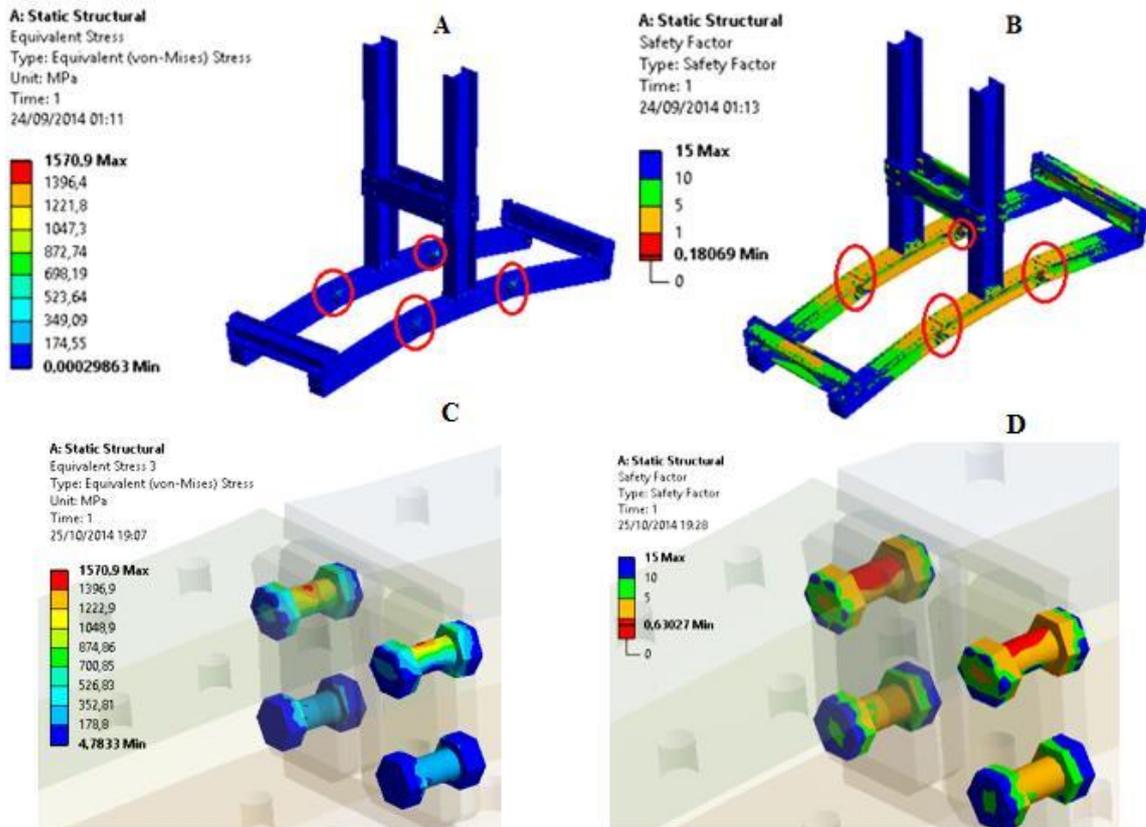
Fonte: Autor

O resultado encontrado para análise de tensões está ilustrado na Figura 55A, já o resultado encontrado para o valor de coeficiente de segurança está ilustrado na Figura 55B. Os locais de maiores tensões e conseqüentemente menores coeficientes de segurança estão destacados na Figura 55 A e B.

O maior resultado de tensão para Von Mises foi de 1570,9 localizado no corpo dos parafusos (Figura 55C) das junções entre os perfis de apoio das colunas – em destaque na Figura 55A. Para o restante do equipamento, os valores de tensão encontrados foram baixos.

Para o resultado de coeficiente de segurança de Von Mises, os resultados de maneira geral foram satisfatórios. Apenas nos mesmos locais de altas tensões o coeficiente de segurança ficou abaixo do exigido (Figura 55D). A partir dos resultados encontrados, chegou-se à conclusão de que seria necessário reforçar as juntas que apresentaram falhas.

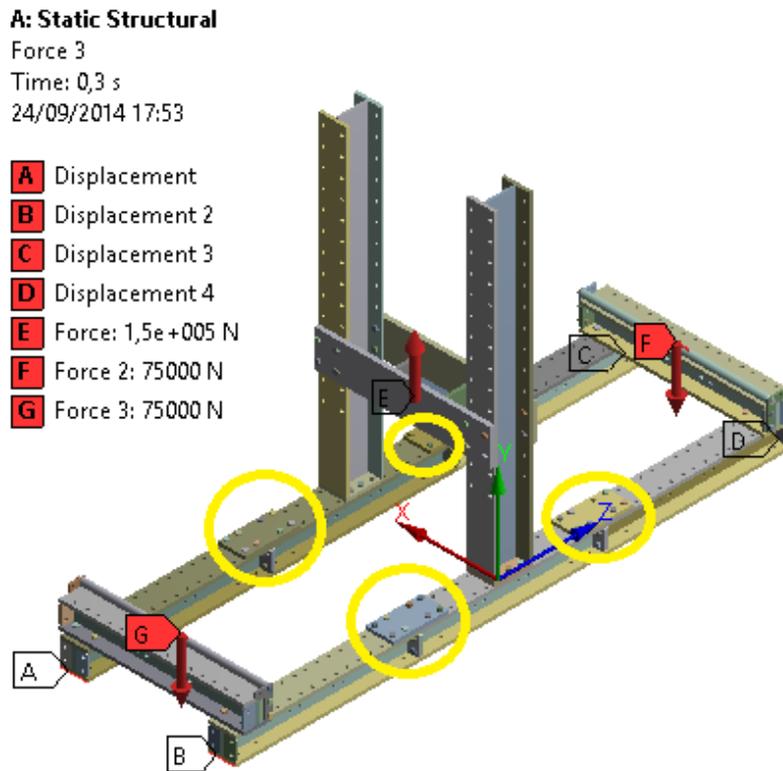
Figura 55 – Resultado para montagem de flexão – primeira análise



Fonte: Autor

Para solucionar o problema ocasionado pela falta de rigidez das juntas parafusadas, foram implementados reforços no modelo e fixados nos perfis que servem de base das colunas nas quais está montado o atuador. As colunas foram montadas através de parafusos em cada junção que apresentou falha (Figura 56), onde os reforços estão destacados.

Figura 56 – Condições de contorno para segunda análise ensaio de flexão



Fonte: Autor

As condições de contorno consideradas para a nova análise são as mesmas da análise anterior. Na nova configuração da montagem com os reforços, o número de nós e elementos do modelo estão apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 – Número de nós e elementos para segunda análise flexão

Número de Nós	Número de elementos
326976	74164

Fonte: Autor

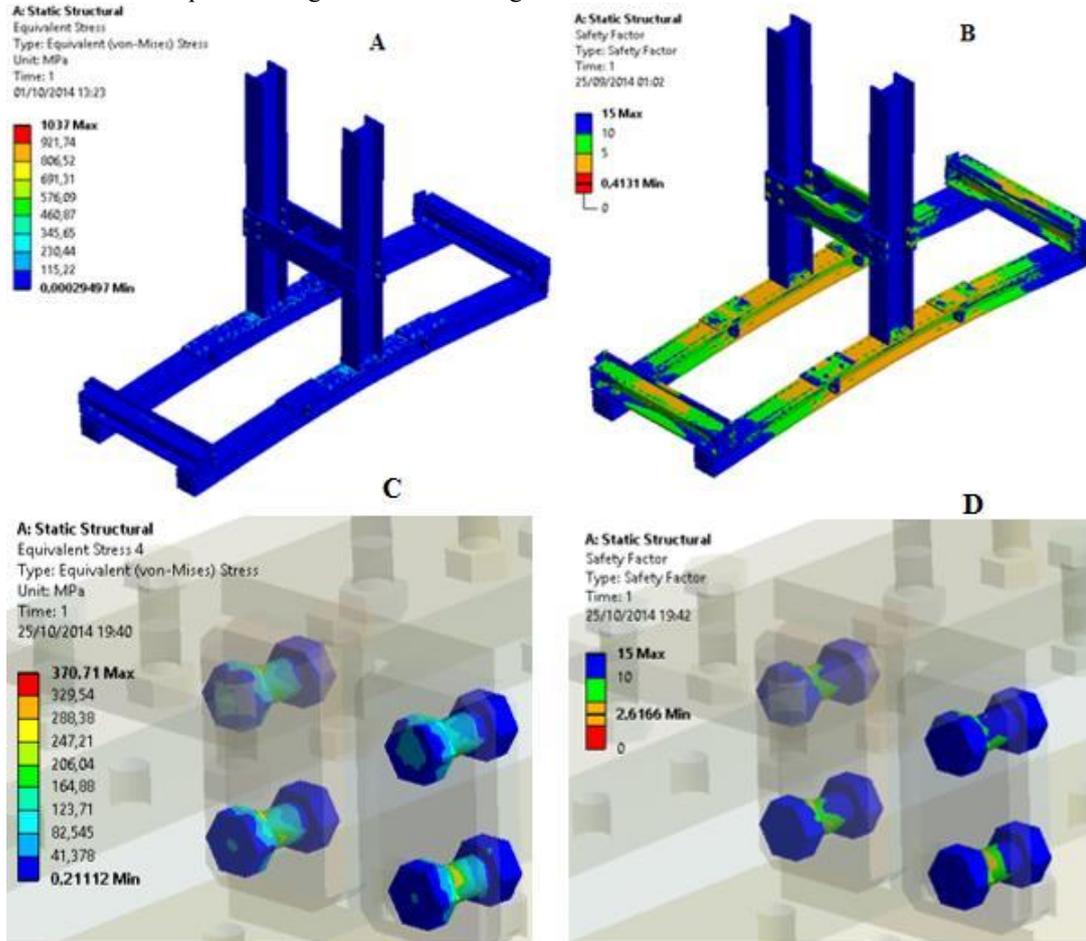
O resultado encontrado para análise de tensões está ilustrado na Figura 57A; já o resultado encontrado para o valor de coeficiente de segurança está ilustrado na Figura 57B.

As tensões para Von Mises diminuíram significativamente com a implementação dos reforços, sendo suficientes para garantir a rigidez necessária na união dos perfis inferiores da estrutura (Figura 57A e C). O local onde ocorreram os maiores valores de tensão na análise anterior caiu aproximadamente 4 vezes, garantindo assim boa rigidez na junta, já que o limite de escoamento do parafuso é de 970 MPa.

A nova análise para o coeficiente de segurança (Figura 57B e D) demonstrou que este aumentou consideravelmente em toda estrutura e também nos locais de baixo valor da análise

anterior, os valores abaixo do exigido foram avaliados como concentradores de tensão para a análise, pois estão localizados em algumas arestas da cabeça dos parafusos; assim, seus resultados foram desconsiderados.

Figura 57 – Resultado para montagem de flexão – segunda análise



Fonte: Autor

### 3.3.8.2 Análise de elementos finitos para ensaio de Flexão com viga em balanço

Na análise de flexão com viga em balanço, o modelo geométrico considerado é o mesmo descrito no item 3.3.5 deste trabalho, com a implementação de um conjunto de vigas parafusadas para transferência de carga. O tamanho de malha considerado na análise foi de 38 mm para todas as chapas e suportes; já para os parafusos foi de 15 mm. A Tabela 12 dispõe do número de nós e elementos do modelo, com o tamanho de malha descrito.

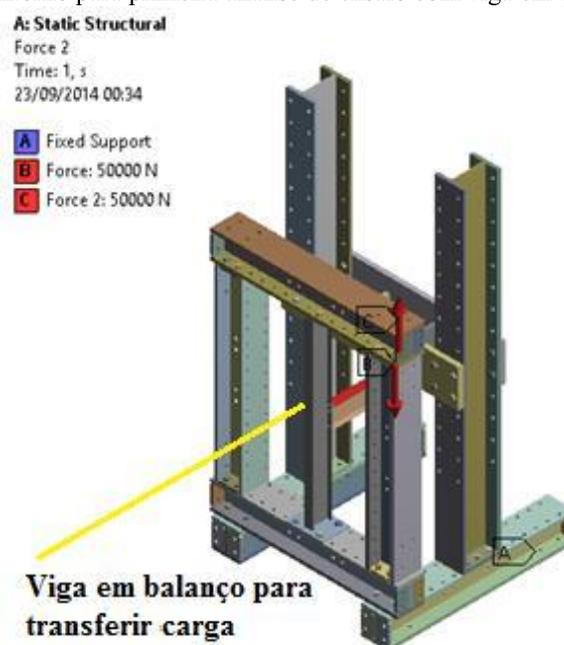
Tabela 12 – Número de nós e elementos – primeira análise viga em balanço

Número de Nós	Número de elementos
273541	64995

Fonte: Autor

A Figura 58 apresenta as condições de contorno da análise. A carga considerada foi de 50KN, a mesma utilizada nos testes realizados por Ferarez, Goedel e Pravia (2013) e aplicados em uma estrutura parafusada em balanço (essa tem a função de apenas transferência de carga), como pode ser visto na Figura 58 B. A outra força foi aplicada na estrutura superior (Figura 58 C), onde está localizado o atuador hidráulico, também com valor de 50KN. Para os suportes, considerou-se que toda a face inferior está engastada (Figura 58 A).

Figura 58 – Condições de contorno para primeira análise de ensaio com viga em balanço



Fonte: Autor

O resultado encontrado para análise de tensões está ilustrado na Figura 59A, o resultado encontrado para o valor de coeficiente de segurança está ilustrado na Figura 59B e o resultado com o valor de deformação total da estrutura está ilustrado na Figura 59C.

Para esta análise, os valores resultantes de tensão, coeficiente de segurança e deformação da viga em balanço foram desconsiderados, pois ela tem apenas a função de transferir carga para a estrutura.

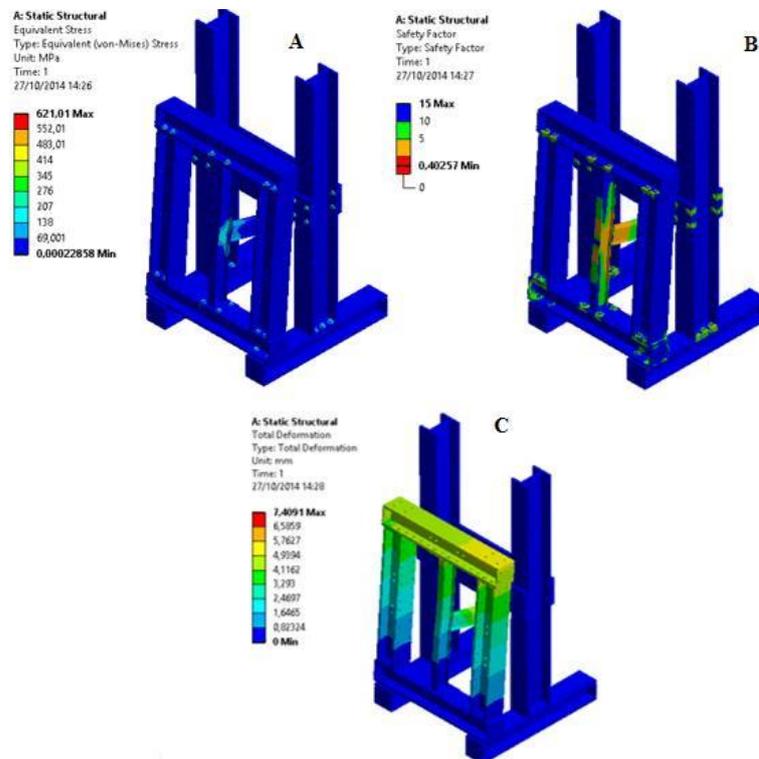
O valor máximo de tensão de Von-Misses encontrado foi de 621,01 MPa localizado em arestas externas (cantos vivos) dos parafusos das uniões da máquina; portanto, foram considerados como concentradores de tensão na análise, e seus resultados foram desconsiderados. No restante da estrutura, os valores de tensão foram baixos (Figura 59A).

Para o resultado de coeficiente de segurança (Figura 59B), de maneira geral, os resultados foram satisfatórios. Apenas nos mesmos locais de altas tensões, ou seja, as arestas

de alguns parafusos, o coeficiente de segurança ficou inadequado e da mesma forma seus resultados foram desconsiderados.

A análise de deformação total mostra que a estrutura parafusada que serve de suporte para a viga em balanço sofre uma deformação de aproximadamente 5 mm (Figura 59C). A partir desses resultados encontrados, chegou-se à conclusão de que seria necessário travar toda essa estrutura.

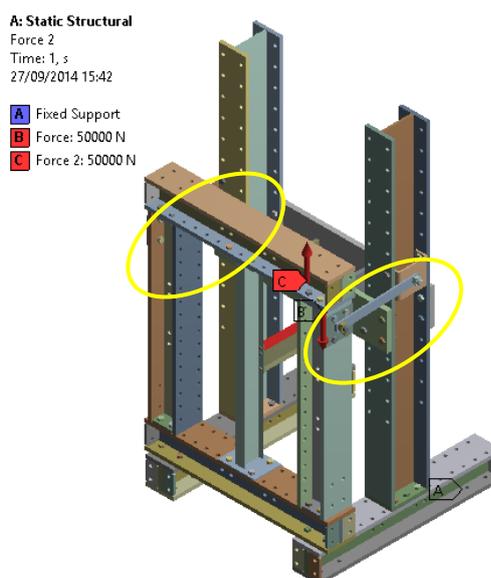
Figura 59 – Resultado para montagem para ensaio em viga em balanço – primeira análise



Fonte: Autor

Para solucionar o problema ocasionado pela deformação da estrutura que serve de suporte para viga em balanço, foram implementados dois suportes que unem essa estrutura com as colunas da máquina (Figura 60) – os reforços estão destacados. As condições de contorno consideradas foram as mesmas da análise anterior.

Figura 60 – Condições de contorno para segunda análise de ensaio com viga em balanço



Fonte: Autor

Com a implementação das travas laterais, o número de nós e elementos alterou, e seus valores estão apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 – Número de nós e elementos segunda análise viga em balanço

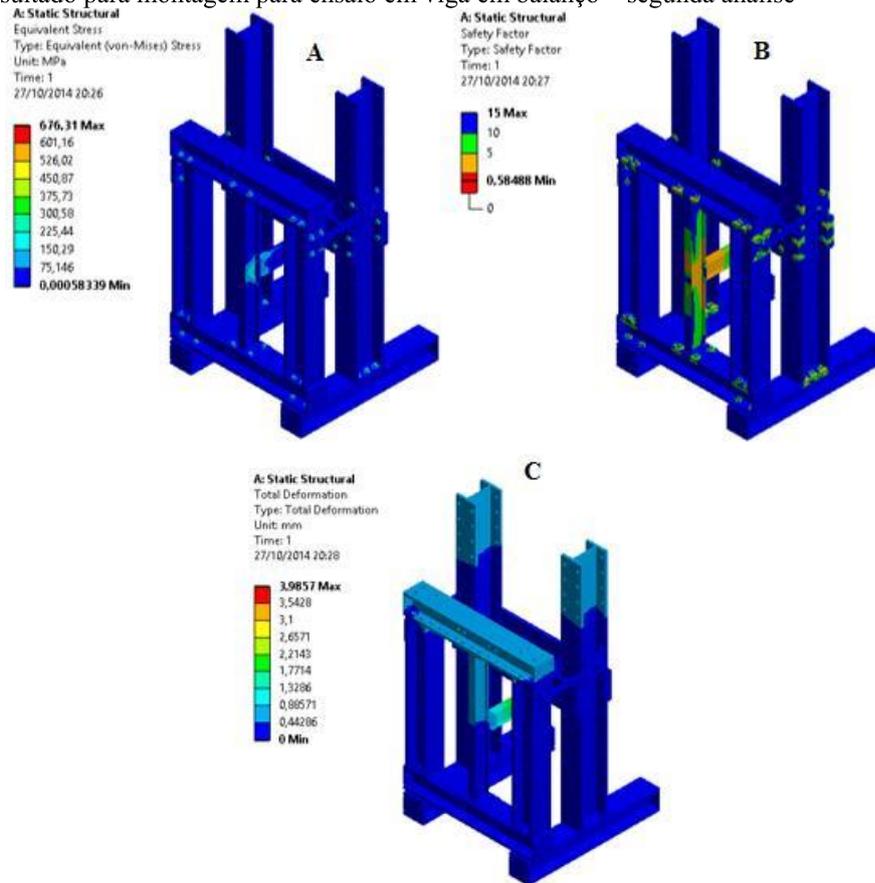
Número de Nós	Número de elementos
300824	77046

Fonte: Autor

O resultado encontrado para análise de tensões está ilustrado na Figura 61A, o resultado encontrado para o valor de coeficiente de segurança está ilustrado na Figura 61B e o resultado com o valor de deformação total da estrutura está ilustrado na Figura 61C.

Com a nova configuração, a deformação total diminuiu significativamente, tornando-se muito próxima de zero (Figura 61C). Seu valor diminuiu em torno de 5 vezes, o que deixa a estrutura com a rigidez necessária. Os resultados de tensão e coeficiente de segurança, que já tinham valores satisfatórios na análise anterior, tornaram-se ainda mais confiáveis, pois, de modo geral, os valores de tensão diminuíram e conseqüentemente os valores de coeficiente de segurança aumentaram. O local de maior tensão (Figura 61A) encontra-se no perfil que apenas transfere o carregamento, e portanto seus resultados foram desconsiderados. E os locais de maiores tensões na estrutura da máquina encontram-se em cantos vivos (arestas) da cabeça superior dos parafusos, sendo que esses valores também foram desconsiderados.

Figura 61 – Resultado para montagem para ensaio em viga em balanço – segunda análise



Fonte: Autor

### 3.3.8.3 Análises de elementos finitos para ensaio de Compressão/Tração

Nesta análise, o modelo geométrico considerado é o mesmo descrito no item 3.3.6 deste trabalho. O tamanho de malha considerado na análise foi de 38 mm para todas as chapas e suportes, já o tamanho de malha considerado para os parafusos foi de 15 mm. A Tabela 14 mostra o número de nós e elementos do modelo, com o tamanho de malha descrito. Foram realizadas duas análises para verificação da resistência: uma em compressão e outra em tração.

Tabela 14 – Número de nós e elementos da análise de compressão/tração

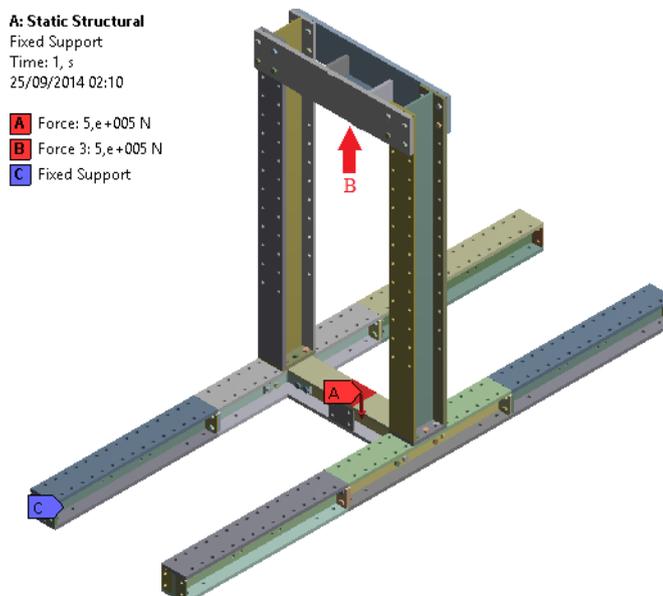
Número de Nós	Número de elementos
280227	66323

Fonte: Autor

A Figura 62 apresenta as condições de contorno consideradas para a análise de compressão. A carga considerada foi a carga máxima de aplicação de carga no atuador em compressão, ou seja, 500KN aplicados na estrutura superior (Figura 62 B), local da montagem

do atuador. O mesmo valor de carga, apenas no sentido oposto, foi aplicado na estrutura inferior local de fixação do corpo de prova. Para o suporte, considerou-se que todas as faces dos perfis inferiores estão engastadas.

Figura 62 – Condições de contorno para análise de ensaio de compressão



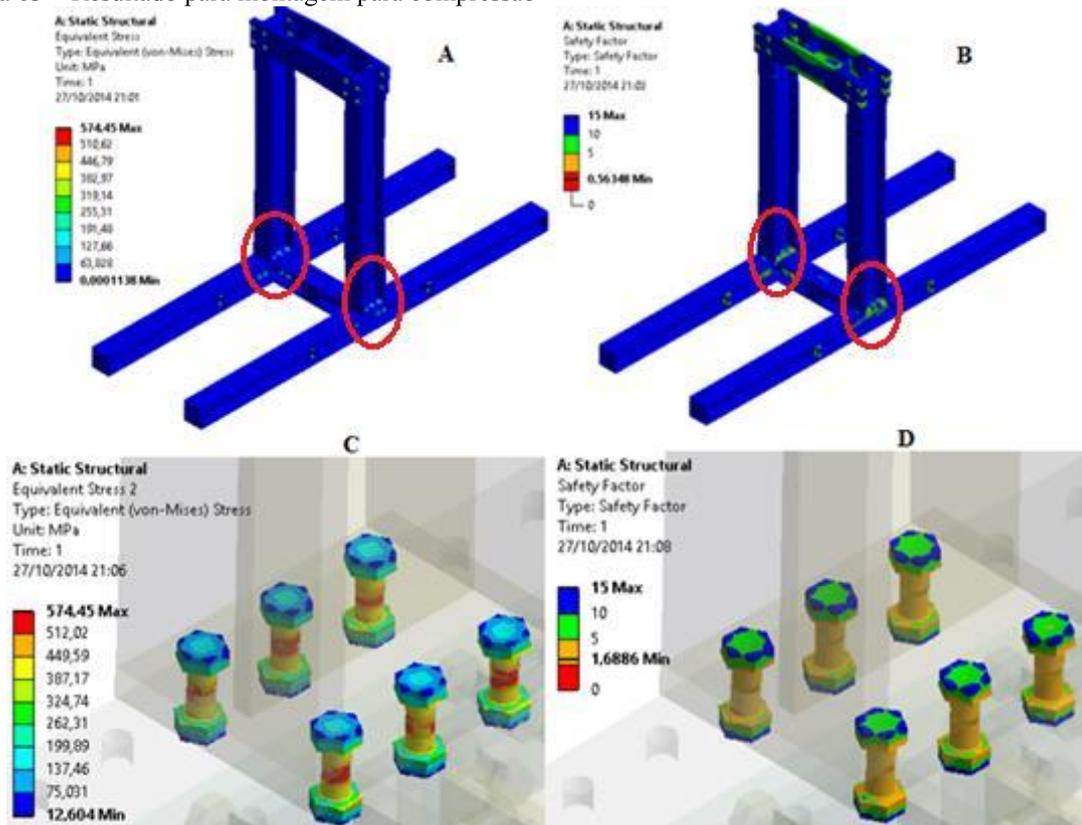
Fonte: Autor

O resultado encontrado para análise de tensões está ilustrado na Figura 63A, já o resultado encontrado para o valor de coeficiente de segurança está ilustrado na Figura 63B.

O valor de tensão máxima encontrada para Von-Mises foi de 574,45 MPa (Figura 63C) localizados em alguns pontos dos parafusos que suportam as duas colunas que servem de suporte para a estrutura superior (Figura 63A). Levando em conta o fato de que o limite de escoamento do parafuso é de 970MPa, os valores encontrados foram considerados satisfatórios.

De maneira geral, o coeficiente segurança foi satisfatório em toda estrutura da máquina (Figura 63B) para o ensaio de compressão. Os valores ficaram um pouco menores apenas nos mesmos locais de maiores tensões (Figura 63D) descritos anteriormente; ainda assim, os valores encontrados podem ser considerados aceitáveis.

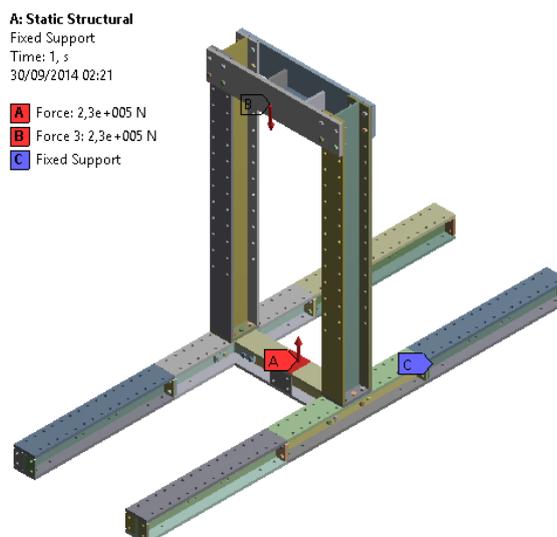
Figura 63 – Resultado para montagem para compressão



Fonte: Autor

A Figura 64 mostra as condições de contorno consideradas para a análise de tração. A carga considerada foi a carga máxima de aplicação no atuador em tração, ou seja, 230KN aplicados na estrutura superior (Figura 64 B), local da montagem do atuador. O mesmo valor de carga, apenas no sentido oposto, foi aplicado na estrutura inferior do local de fixação de um corpo de prova a ser ensaiado. Para o suporte, todas as faces dos perfis inferiores estavam engastadas. Os dois carregamentos desta análise têm o sentido oposto da análise anterior.

Figura 64 – Condições de contorno para primeira análise de ensaio de tração



Fonte: Autor

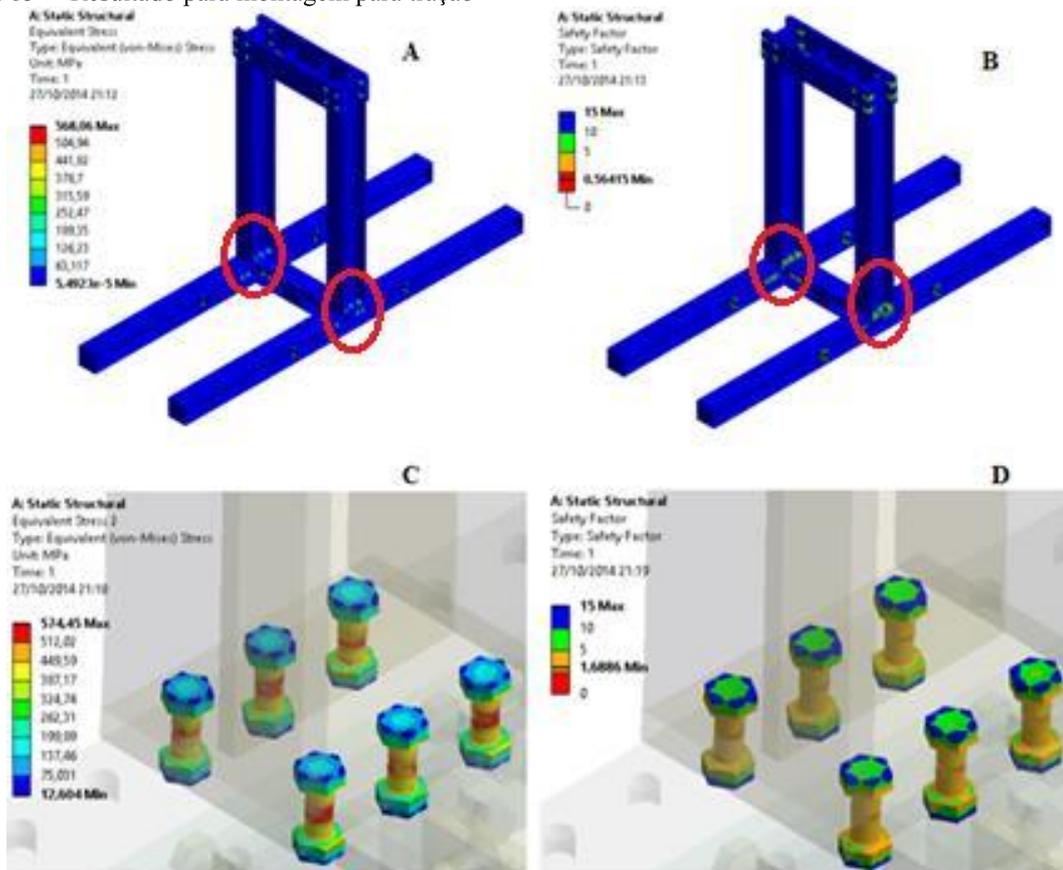
O número de elementos e de nós é o mesmo da análise anterior – conforme Tabela 14.

O resultado encontrado para análise de tensões está ilustrado na Figura 65A; já o resultado encontrado para o valor de coeficiente de segurança está ilustrado na Figura 65B.

O valor de tensão máxima encontrada para Von-Misses foi de 568,06 MPa (Figura 65C) localizados em alguns pontos dos parafusos que suportam as duas colunas que servem de suporte para a estrutura superior (Figura 65A). Levando em conta o fato de que o limite de escoamento do parafuso é de 970MPa, os valores encontrados foram satisfatórios.

De maneira geral, o coeficiente segurança foi satisfatório em toda estrutura da máquina (Figura 65B) para o ensaio de compressão, os valores ficaram um pouco menores apenas nos mesmos locais de maiores tensões (Figura 65D) descritos anteriormente; mesmo assim, os valores encontrados podem ser considerados aceitáveis.

Figura 65 – Resultado para montagem para tração



Fonte: Autor

### 3.3.8.4 Análise de elementos finitos para ensaios com fixação através de uma viga central

Nesta análise, o modelo geométrico considerado é o mesmo descrito no item 3.3.7 deste trabalho. O tamanho de malha definido na análise foi de 38 mm para todas as chapas e suportes; já o tamanho de malha considerado para os parafusos foi de 15 mm. A Tabela 15 mostra o número de nós e de elementos do modelo, com o tamanho de malha descrito. Nessa configuração, foram realizadas duas análises com as condições de contorno distintas, e a diferença entre elas é a posição do carregamento, sendo uma distribuída em três faces e a outra concentrada em duas arestas dos perfis que servem de apoio para o corpo de prova.

Tabela 15 – Número de nós e elementos – primeira análise perfis

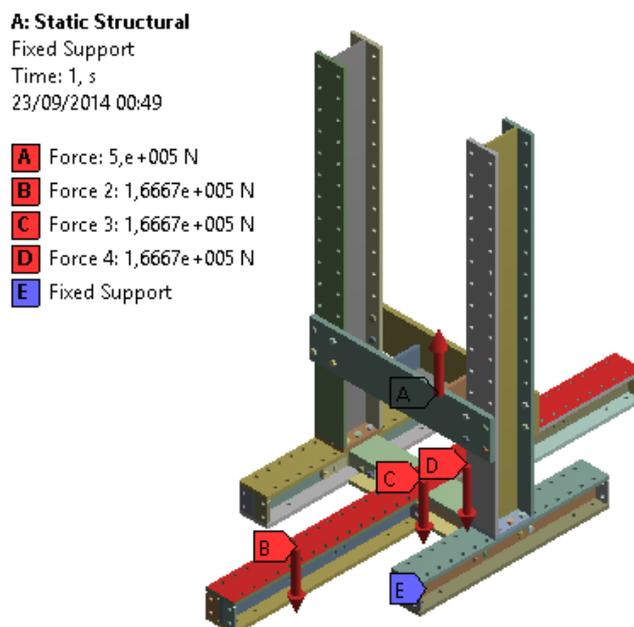
Número de Nós	Número de elementos
233602	56946

Fonte: Autor

A Figura 66 apresenta as condições de contorno para a análise. A carga considerada foi a carga máxima de aplicação de carga do atuador, ou seja, 500KN aplicados na estrutura

superior, local da montagem do atuador (Figura 66 A). A carga foi aplicada nos perfis inferiores (local de fixação do corpo de prova), em três áreas distintas, uma em cada perfil inferior (Figura 66 B, C, D); o valor foi aplicado de forma equivalente, ou seja, 166,66 KN em cada área. Todas as faces inferiores dos perfis desta montagem (Figura 66 E) foram consideradas suportes fixos.

Figura 66 – Condições de contorno para primeira análise de ensaio com fixação através de viga central



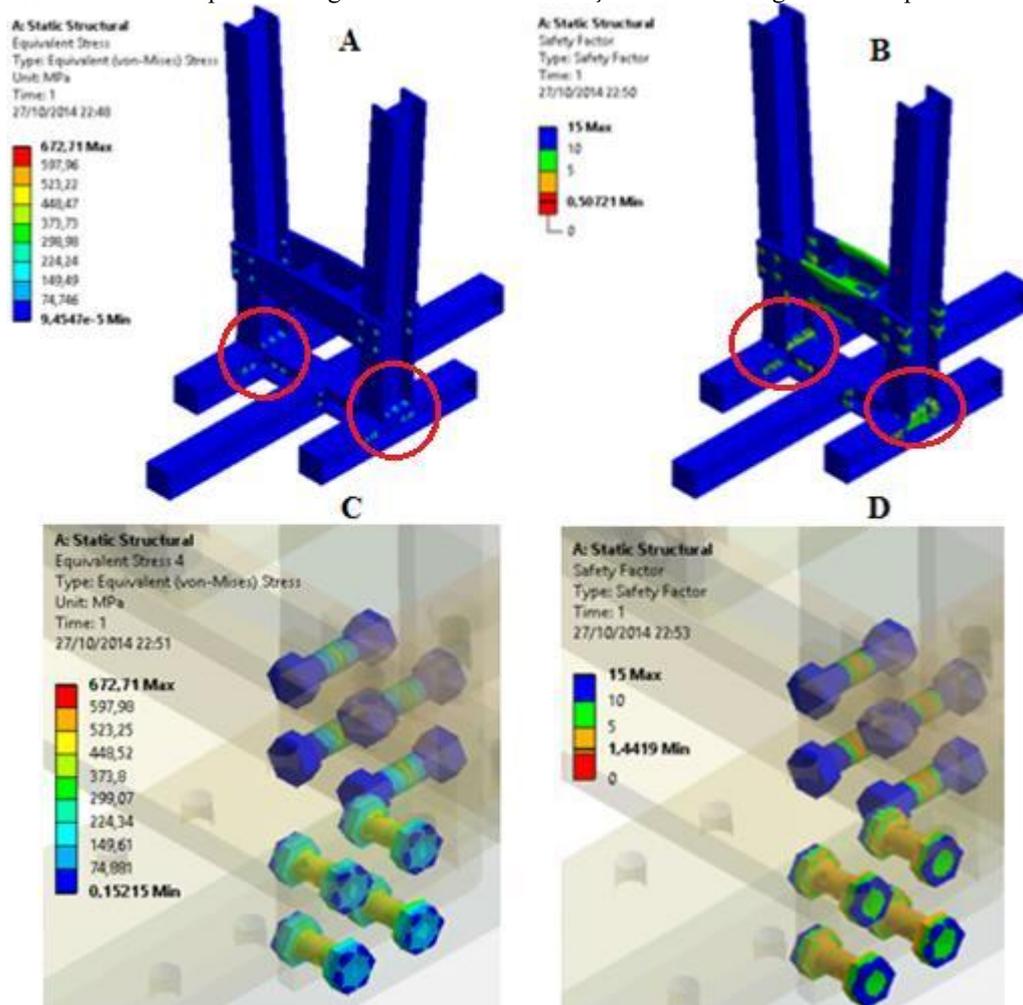
Fonte: Autor

O resultado encontrado para análise de tensões está ilustrado na Figura 67A; já o resultado encontrado para o valor de coeficiente de segurança está ilustrado na Figura 67B.

O valor de tensão máxima encontrada para a tensão de Von-Misses foi de 672,71 MPa localizados em aresta (cantos vivos) dos parafusos que suportam as duas colunas que servem de suporte para a estrutura superior (Figura 67C). Como essa tensão está localizada em um canto vivo e o limite de escoamento dos parafusos é 970 MPa, a estrutura apresenta rigidez estrutural para a realização desse tipo de teste.

De maneira geral, o coeficiente segurança foi satisfatório em toda estrutura, ficando abaixo do esperado apenas nos concentradores de tensões (cantos vivos) citados anteriormente (Figura 67D), portanto desconsiderados na análise de resultados.

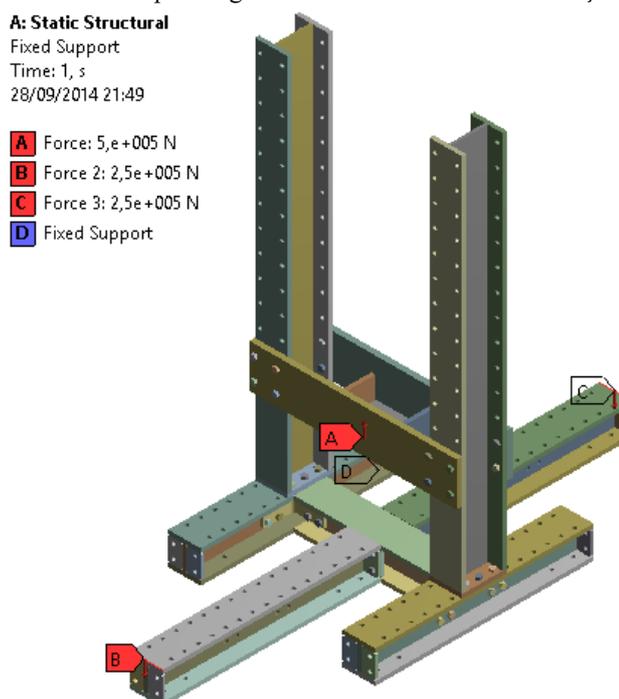
Figura 67 – Resultado para montagem de ensaios com fixação através de viga central – primeira análise



Fonte: Autor

A Figura 68 apresenta as condições de contorno consideradas na segunda análise dessa configuração. A carga considerada foi a carga máxima de aplicação no atuador, ou seja, 500KN aplicados na estrutura superior, local da montagem do atuador (Figura 68A). A carga nos perfis inferiores (local de fixação do corpo de prova) foi aplicada em duas arestas (Figura 68B e C), e o valor foi equivalente, ou seja, 250 KN em cada aresta. Todas as faces inferiores dos perfis de suporte debaixo da montagem (Figura 68E) foram consideradas suportes fixos.

Figura 68 – Condições de contorno para segunda análise de ensaio com fixação através de viga central



Fonte: Autor

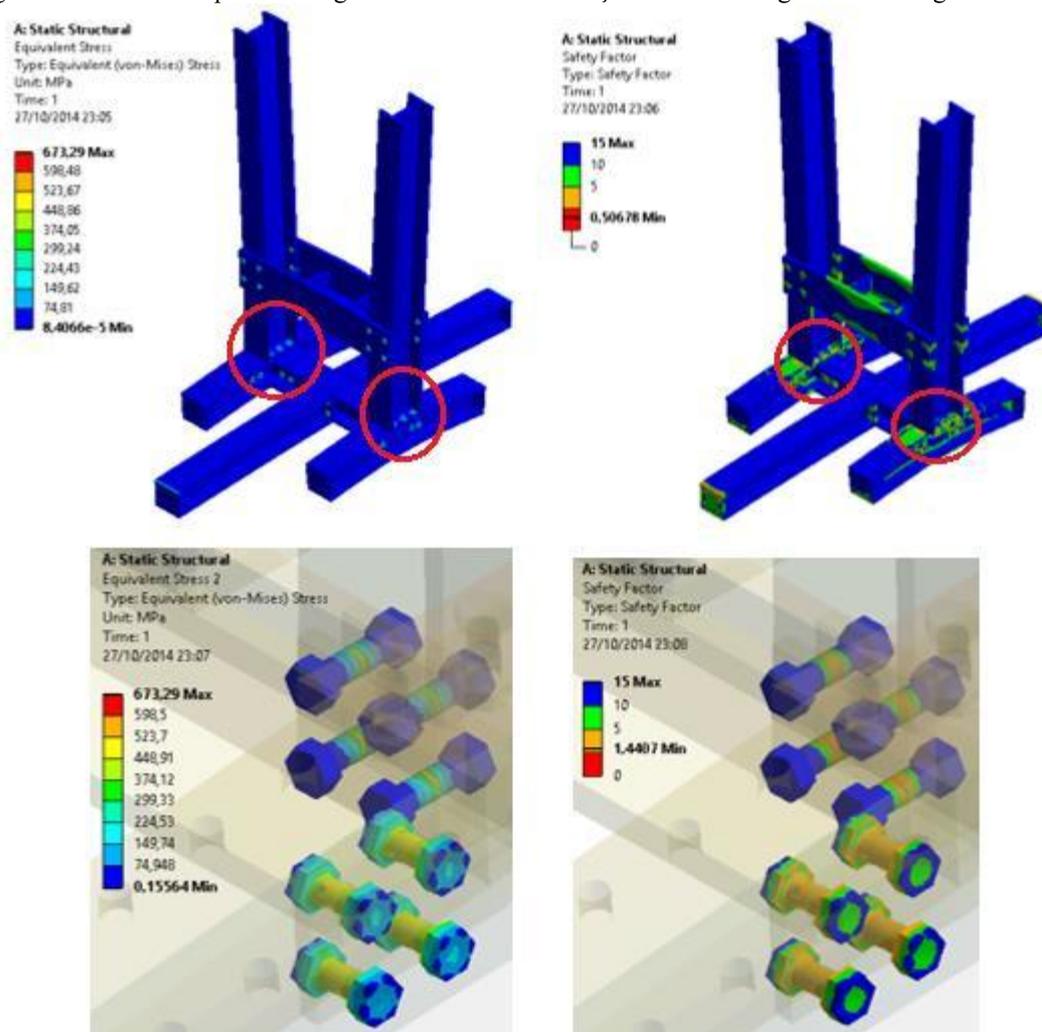
O número de nós e de elementos é o mesmo da análise anterior, conforme Tabela 15.

O resultado encontrado para análise de tensões está ilustrado na Figura 71A; já o resultado encontrado para o valor de coeficiente de segurança está ilustrado na Figura 71B.

O valor de tensão máxima encontrada para a tensão de Von-Misses foi de 673,29 MPa localizados em aresta (cantos vivos) dos parafusos que suportam as duas colunas que servem de suporte para a estrutura superior (Figura 69C). Como essa tensão está localizada em um canto vivo e o limite de escoamento dos parafusos é 970 MPa, considerou-se que a estrutura tem rigidez estrutural para a realização desse tipo de teste.

De maneira geral, o coeficiente segurança foi satisfatório em toda estrutura, ficando abaixo do esperado apenas nos concentradores de tensões (cantos vivos) citados anteriormente (Figura 69D), portanto desconsiderados na análise de resultados.

Figura 69 – Resultado para montagem de ensaios com fixação através de viga central – segunda análise



Fonte: Autor

### 3.3.8.5 Análises de elementos finitos para fixação do cilindro

Foram realizadas duas análises para verificação da resistência da fixação do cilindro hidráulico: uma em tração e outra em compressão.

Todos os componentes do cilindro hidráulico são fabricados com aço SAE 1045 laminado com limite de escoamento de 310 MPa.

O tamanho de malha considerado na análise foi de 15 mm para todas as chapas e componentes do cilindro hidráulico. A Tabela 16 mostra o número de nós e elementos do modelo, com o tamanho de malha descrito.

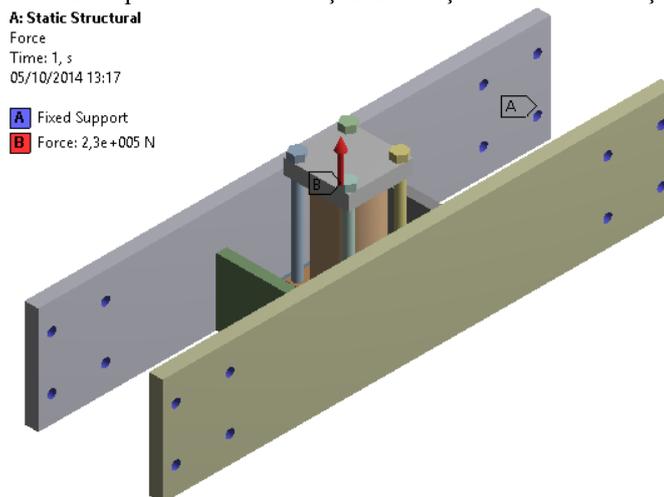
Tabela 16 – Número de nós e elementos para análise de compressão/tração

Número de Nós	Número de elementos
190980	42396

Fonte: Autor

A Figura 70 mostra as condições de contorno consideradas para a análise em tração. A carga considerada foi a carga máxima de aplicação no atuador em tração, ou seja, 230KN aplicados no componente superior do atuador (Figura 70 B). Para os suportes da análise, definiu-se que todas as faces internas dos furos de fixação de estrutura superior têm suporte fixo (Figura 70 A).

Figura 70 – Condições de contorno para análise em tração da fixação cilindro em tração



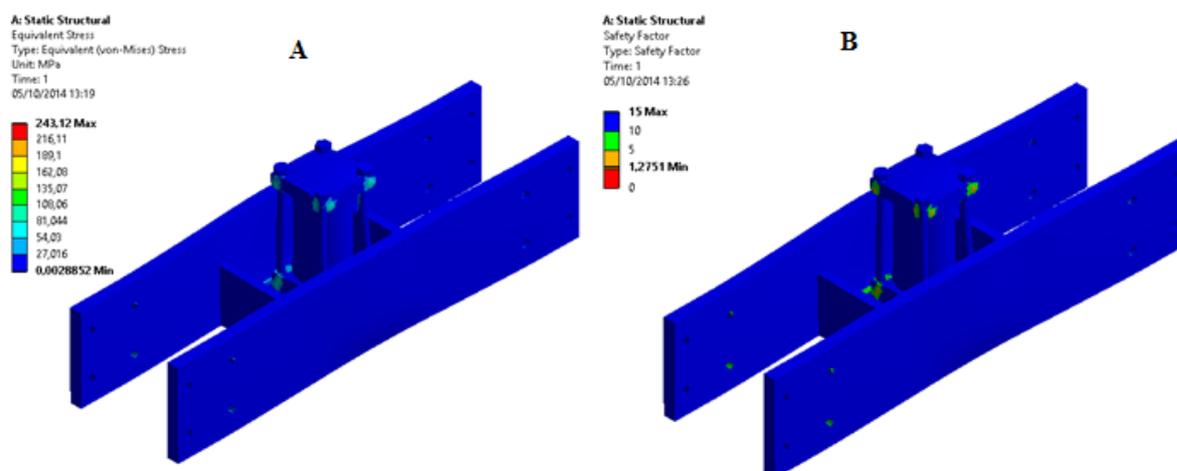
Fonte: Autor

O resultado encontrado para análise de tensões está ilustrado na Figura 73A; já o resultado encontrado para o valor de coeficiente de segurança está ilustrado na Figura 73B.

O valor de tensão máxima encontrada para a tensão de Von-Misses foi de 243,12 MPa (Figura 71) localizados em aresta (cantos vivos) da base inferior do cilindro hidráulico; este foi considerado um concentrador de tensão, portanto desconsiderado na análise; no restante da estrutura, o valor de tensão foi baixo.

De maneira geral, o coeficiente segurança foi satisfatório em toda estrutura de fixação do cilindro, ficando abaixo do esperado apenas em alguns concentradores de tensões (cantos vivos), os mesmos locais onde os valores de tensão foram elevados; do mesmo modo, foram desconsiderados na análise de resultados. O resultado da análise pode ser observado na Figura 71.

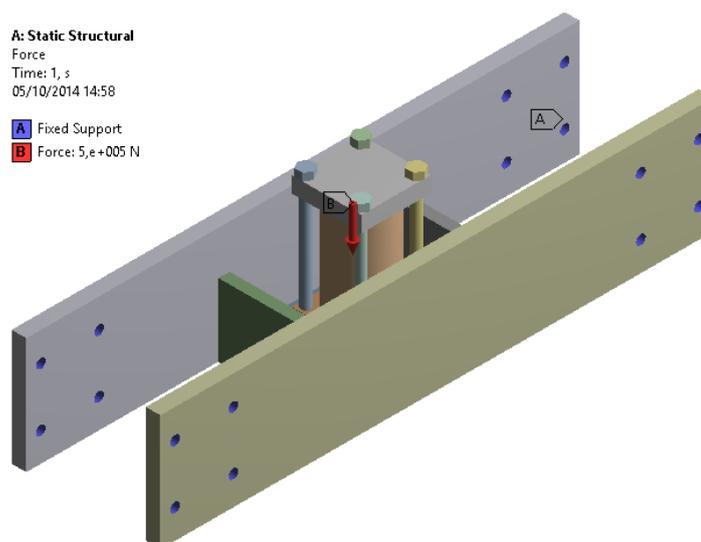
Figura 71 – Resultado da análise para fixação do cilindro em tração



Fonte: Autor

A Figura 72 apresenta as condições de contorno definidas para a análise em compressão. A carga considerada foi a carga máxima de aplicação no atuador em tração, ou seja, 500kN aplicados no componente superior do atuador (Figura 72A). Para os suportes da análise, todas as faces internas dos furos de fixação de estrutura superior têm suporte fixo (Figura 72A). O tamanho de malha, números de nós e de elementos é o mesmo descrito na análise anterior.

Figura 72 – Condições de contorno para análise em tração da fixação cilindro em compressão



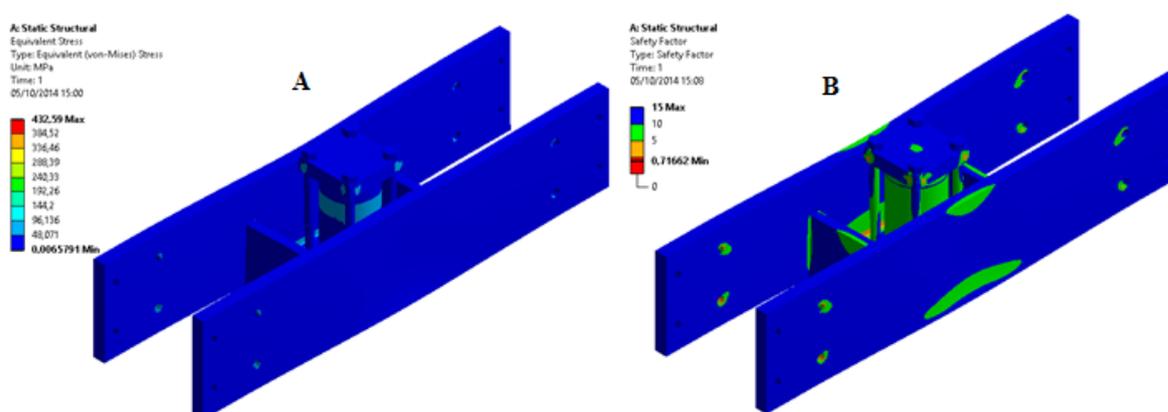
Fonte: Autor

O resultado encontrado para análise de tensões está ilustrado na Figura 73A; já o resultado encontrado para o valor de coeficiente de segurança está ilustrado na Figura 73B.

O valor de tensão máxima encontrada para a tensão de Von-Misses foi de 432,59 MPa (Figura 86) localizados em aresta (cantos vivos) da base inferior do cilindro hidráulico; este foi considerado um concentrador de tensão, portanto desconsiderado na análise. No restante da estrutura, o valor de tensão foi baixo.

De maneira geral, o coeficiente segurança foi satisfatório em toda estrutura de fixação do cilindro, ficando abaixo do esperado apenas em alguns concentradores de tensões (cantos vivos), os mesmos locais onde os valores de tensão foram elevados; do mesmo modo, foram desconsiderados na análise de resultados. O resultado desta análise pode ser observado na Figura 73.

Figura 73 – Resultado da análise para fixação do cilindro em compressão



Fonte: Autor

Os resultados encontrados em todas as análises de elementos finitos podem ser considerados confiáveis, pois, de maneira geral, foram estimadas todas as condições de contorno das situações de maior exigência de cada configuração do equipamento. Além disso, também se observaram características como pré-tensão nos parafusos e contatos de atrito entre os elementos, sendo que algumas montagens apresentaram maior rigidez do que outras, principalmente nas juntas parafusadas, local em que todas as análises apresentaram maiores tensões resultantes.

### 3.3.9 Sistema hidráulico

O sistema hidráulico pode ser considerado uns dos aspectos mais complexos e relevantes do projeto, pelo fato de que sua precisão de operação está diretamente ligada a um funcionamento correto.

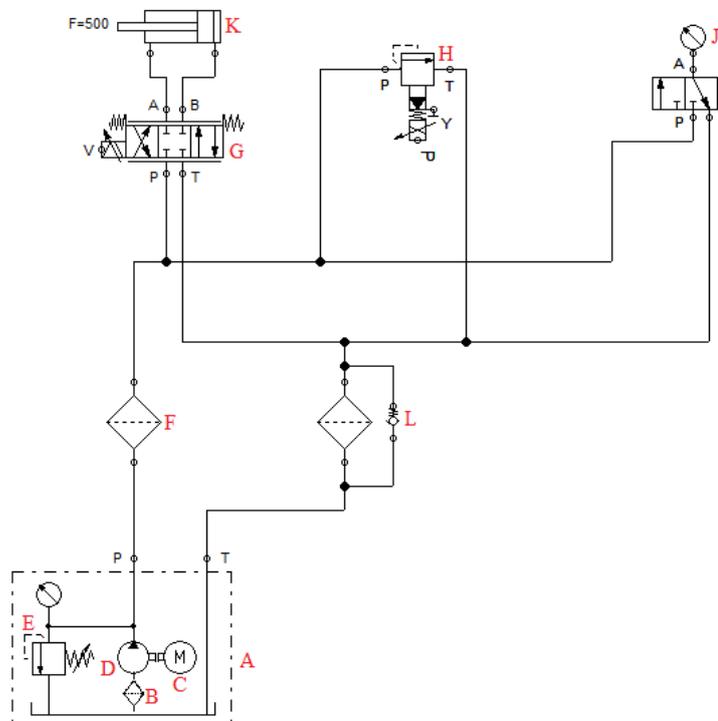
Conforme Linsingen (2003), sistema hidráulico é um meio que, a partir de uma entrada de energia convertida e condicionada, gera-se uma saída de energia mecânica. Isso é realizado por meio de um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que utilizam um fluido como meio de transferência de energia.

Segundo Watton (2012), a utilização de sistema hidráulico a óleo é comum em aplicações que exijam grande força, torque ou ambos, especialmente em acionamentos lineares. Dispõe de grande capacidade de controle de diversos parâmetros, como pressão, velocidade e posição, com acentuado grau de exatidão e para altos níveis de energia.

De acordo com Fialho (2003), em um projeto de sistema hidráulico é sempre conveniente elaborar um diagrama de trajeto *versus* passos, pois ele tem a função de representar graficamente a sequência de movimentos de que o projeto necessita.

Diferentes configurações de sistemas hidráulicos foram analisadas com distintos fabricantes, e o fator que determinou a escolha do sistema final foi aquele que apresentou melhor funcionamento teórico com menor custo. O esquema hidráulico considerado está representado na Figura 74.

Figura 74 – Esquema sistema hidráulico



Fonte: Autor

Os componentes do sistema hidráulico são fabricados por diferentes empresas, sendo o reservatório e o cilindro hidráulico pela Nardi Serviços e Equipamentos Hidráulicos e os demais componentes pela Bosch Rexroth. Todos eles estão detalhados a seguir:

- **Reservatório de óleo (A):** o reservatório de óleo é de fabricação simples, constituído de chapas metálicas, com uma capacidade de armazenamento de 72 litros, não havendo a necessidade de um trocador de calor, pois, como a máquina fará apenas teste estático, o óleo não aquece de maneira significativa, sendo que esse volume de óleo é suficiente para a realização da troca térmica exigida.
- **Filtro linha de sucção (B):** o filtro tem a função de eliminar possíveis impurezas no sistema hidráulico na linha de sucção, para isso foi selecionado o modelo S-8.
- **Motor elétrico (C):** o motor elétrico foi selecionado a partir da potência mínima exigida pelo sistema, considerando as perdas de carga; com isso, o motor selecionado tem 15 CV de potência.
- **Bomba de engrenagens interna (D):** a bomba selecionada para aplicação é uma bomba de engrenagem interna, em função do baixo ruído e da boa vida útil. Trata-se do modelo PGH – 2X com uma vazão aproximada de 24 litros/minuto. A vazão foi determinada a partir de uma velocidade máxima de aproximadamente 1 m/minuto estipulada para o avanço do cilindro.
- **Válvula de alívio de pressão (E):** tem a função de permitir que o fluido seja desviado em sua totalidade para o tanque caso a pressão exceda o valor necessário para o funcionamento do sistema. Para essa função, foi selecionada a válvula modelo DBS 10 K.
- **Filtro linha de pressão (F):** tem o objetivo de eliminar possíveis impurezas existentes na linha de pressão, sendo selecionado o modelo TN 100 com 3 $\mu$ m.
- **Servo-válvula direcional (G):** tem a função de controlar o deslocamento do atuador hidráulico, tendo sua vazão controlada através do CLP, que receberá um sinal do transdutor de deslocamento, existente no atuador hidráulico. O modelo selecionado foi o 4WPRH6.
- **Válvula proporcional de pressão (H):** tem a função de controlar a força do atuador hidráulico através da pressão existente no sistema; sua pressão é

controlada pelo CLP, que fará a leitura da força por um sinal dado pela célula de carga. O modelo selecionado foi o DBEE.

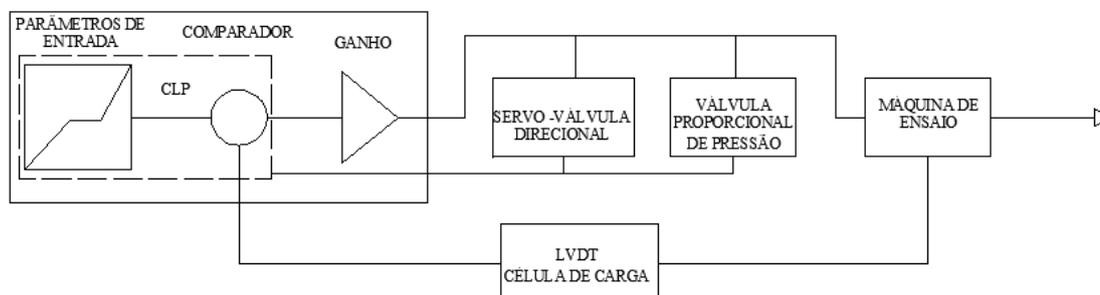
- **Válvula isoladora (I):** tem a função de preservar e aumentar a vida útil do manômetro. O modelo selecionado foi o AF6W.
- **Manômetro (J):** tem a função de medir a pressão existente no sistema hidráulico.
- **Atuador hidráulico (K):** é do tipo simples e com haste simples, sendo que o diâmetro interno da camisa mede 177,8 mm e o diâmetro da haste é de 130 mm com um curso total de atuação de 200 mm.
- **Filtro de retorno (By-pass) (L):** tem o objetivo de eliminar possíveis detritos existentes no sistema hidráulico na linha de retorno; ele possui uma válvula de retenção incorporada (em paralelo) com a função de evitar colapso no sistema. O modelo selecionado foi TN160 com 10  $\mu\text{m}$ .

O dimensionamento do sistema hidráulico encontra-se no Apêndice A deste trabalho e está embasado em Fialho (2003).

### 3.3.10 Sistema de controle

Para a realização do sistema de controle, utiliza-se um CLP capaz de comunicar-se com a célula de carga e transdutor de deslocamento; este executa correções instantâneas dos parâmetros de entrada de cada tipo de ensaio, funcionando em um sistema de malha fechada. A Figura 75 mostra um esquema de funcionamento do sistema de controle.

Figura 75 – Esquema de funcionamento do sistema de controle



Fonte: Autor

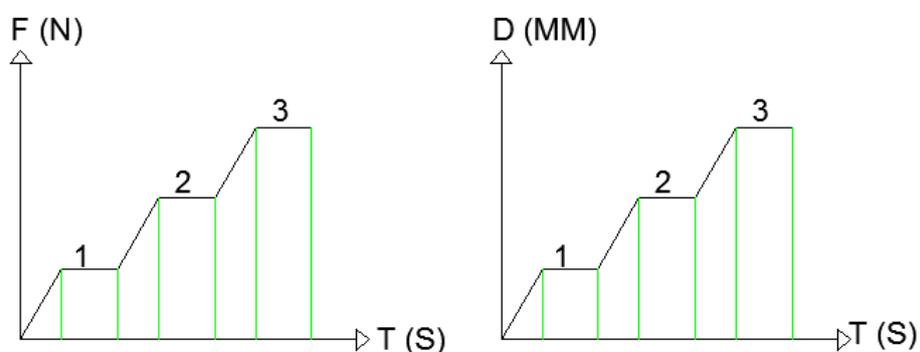
As variáveis que deverão ser controladas nos ensaios são: força e deslocamento. Quando a variável de controle é a força, o resultado é um deslocamento; já quando a variável de controle é o deslocamento, o resultado é uma força. As duas variáveis de controle deverão

estar vinculadas a um tempo de aplicação. Assim, será possível executar gráficos de ensaios de duas formas distintas: deslocamento *versus* tempo e força *versus* tempo. A curva de aplicação de carga pode variar conforme cada tipo de teste realizado.

López (2010) realizou uma montagem e avaliação de uma máquina de solda por fricção. Mattei (2011) desenvolveu um equipamento para estudo de soldagem por fricção. Foram necessários o controle de força de deslocamento e o controle da rotação. Para o controle da força, utilizou-se célula de carga; para o controle de deslocamento, transdutores de deslocamento; para o controle da rotação, sensores indutivos de rotação – todos conectados a um controlador da MTS, o qual tem a função de controlar os testes.

Um exemplo de curva de aplicação de carga está ilustrado na Figura 76. Nela existem dois gráficos, um com a variável de controle sendo a força e outro, o deslocamento. Os dois possuem perfis de aplicação de carga com as mesmas características: três rampas de aplicação de carga ou deslocamento em função de um tempo. Os valores de carga ou deslocamento aumentam de forma linear até alcançar o valor desejado, depois mantêm esse valor por tempo determinado e assim sucessivamente.

Figura 76 – Exemplo de um perfil de aplicação de carga



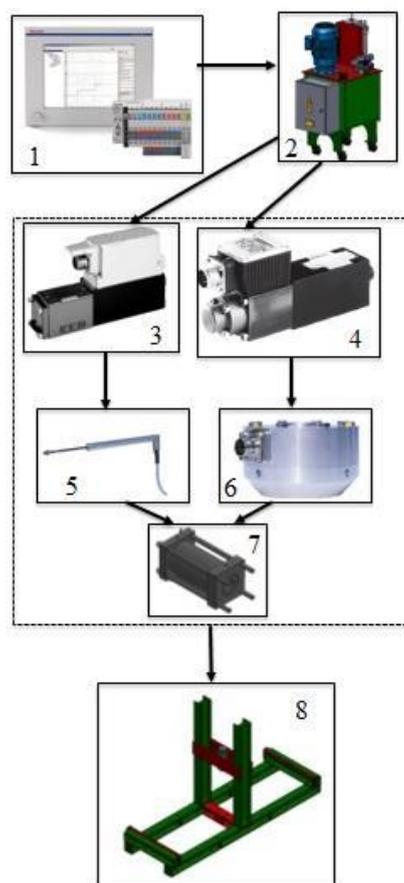
Fonte: Autor

A Figura 77 ilustra os componentes utilizados no sistema de controle da máquina de ensaio com suas inter-relações.

Figura 77 – Componente do sistema de controle

**Elementos do sistema:**

1. CLP
2. Força hidráulica
3. Servo-válvula direcional
4. Válvula proporcional de pressão
5. Transdutor de deslocamento
6. Célula de carga
7. Atuador hidráulico
8. Máquina de ensaio



Fonte: Autor

O CLP tem a função de controlar o sistema recebendo os dados das medições do transdutor de deslocamento e célula de carga, controlando respectivamente vazão e pressão do sistema. O modelo utilizado é CML10.1-NN-210-NB-NNNN-NW que contém oito entradas e quatro saídas possuindo uma voltagem de 24 Vdc, sendo incorporado de uma tela de comando de 3,8", modelo HMI, ambos fabricados pela empresa Bosch Rexroth.

O transdutor de deslocamento tem a função de medir o deslocamento da haste do cilindro e informar ao CLP; o modelo utilizado é o WAL de fabricação da HBM, com capacidade de 200 mm.

A célula de carga tem a função de medir a força aplicada e informar ao CLP; o modelo utilizado é o U10M de fabricação da HBM, com capacidade de 500KN.

Os componentes do sistema hidráulico existentes na Figura 77 já foram descritos no capítulo anterior.

### 3.3.11 Avaliação do Anteprojeto

No término da fase de anteprojeto, é necessária uma avaliação entre concepção final e concepção desejada no início desta fase. Para isso, emprega-se a mesma técnica utilizada para avaliar as variantes de concepção. A diferença é que, neste momento, faz-se uma comparação entre a variante selecionada (V4) e a concepção final do projeto. A Tabela 17 representa esta análise; nela existem duas colunas que estão sendo comparadas: uma é a do projeto concebido e a outra do projeto ideal (V4).

Essa avaliação tem o objetivo de reconhecer os critérios de avaliação, julgar as características em relação ao cumprimento dos critérios de avaliação, determinar a valoração global e buscar os pontos fracos.

Tabela 17 – Avaliação do Anteprojeto

Critérios de avaliação			Parâmetro		Projeto Concebido			Projeto Ideal (V4)		
Nr.	Características	Fator	Nome	Unid.	Propriedade (eic)	Valor (Wic)	Valor Ponderado wgc	Propriedade (eii)	Valor (Wii)	Valor Ponderado wgi
1	Pequena diversidade de peças	0,045	Diversidade de componenetes	-	Regular	2	0,09	Boa	3	0,135
2	Baixa complexibilidade dos componentes	0,045	Facilidade de fabricação	-	Baixa	3	0,135	Baixa	3	0,135
3	Complexidade da Montagem	0,09	Simplicidade de Montagem	-	Regular	2	0,18	Simples	3	0,27
4	Custo de produção compatível	0,42	Custo de produção	-	Baixo	3	1,26	Muito Baixo	4	1,68
5	Possibilidade de realizar diversos ensaios	0,1	Flexibilidade nos ensaios	-	Boa	3	0,3	Boa	3	0,3
6	Fácil configuração	0,1	Montagem simples	-	Boa	3	0,3	Boa	3	0,3
7	Alta confiabilidade mecânica	0,1	Segurança mecânica esperada	-	Boa	3	0,3	Boa	3	0,3
8	Pouca possibilidade de erros operacionais	0,1	Possibilidade de erros operacionais	-	Baixa	3	0,3	Baixa	3	0,3
		$\sum g_i =$			<b>Gwc =</b>		<b>22</b>	<b>Gwgc =</b>		<b>2,86</b>
					<b>Gwi =</b>		<b>25</b>	<b>Gwgi =</b>		<b>3,42</b>

Fonte: Autor

Nota-se, na Tabela 17, que o valor global e global ponderado do projeto concebido ficou relativamente menor ao do projeto ideal. Analisando a linha 1 (pequena diversidade de peças), o valor do projeto concebido ficou com valor menor ao do projeto ideal. Isso ocorre em razão de que, após as análises estruturais, foi preciso acrescentar reforços na estrutura em alguns tipos de testes.

Observando a tabela na linha 3 (simplicidade na montagem), o valor do projeto concebido ficou menor ao do projeto ideal, em virtude de todas as ligações dos elementos serem feitas através de parafusos, o que torna a montagem de certa forma complexa e demorada. Outro aspecto prejudicial à simplicidade na montagem é o peso dos elementos; isso se deve à alta rigidez exigida no projeto. Como solução para esse critério, tem-se a

aplicação de encaixes rápidos entre os elementos. Já para a redução de peso, poderia ser aplicado aço de maior resistência, ambas as soluções encareceriam o valor total do projeto.

Avaliando a tabela na linha 4 (custo de produção compatível), que foi o critério decisivo para a escolha da variante 4, nota-se que o projeto concebido teve um valor menor do que o ideal. Isso significa que o custo estimado não ficou tão baixo como esperado. No entanto, ainda em relação às outras variantes analisadas, é a que apresenta melhor custo benefício para esse tipo de aplicação; o fator decisivo para o custo é o sistema de aplicação de carga e controle do sistema. Em razão dos critérios exigidos para os ensaios que a máquina deve executar, um custo menor é praticamente inconcebível para essa aplicação.

De modo geral, o projeto concebido atendeu às expectativas cumprindo todos os itens da lista de requisitos do projeto.

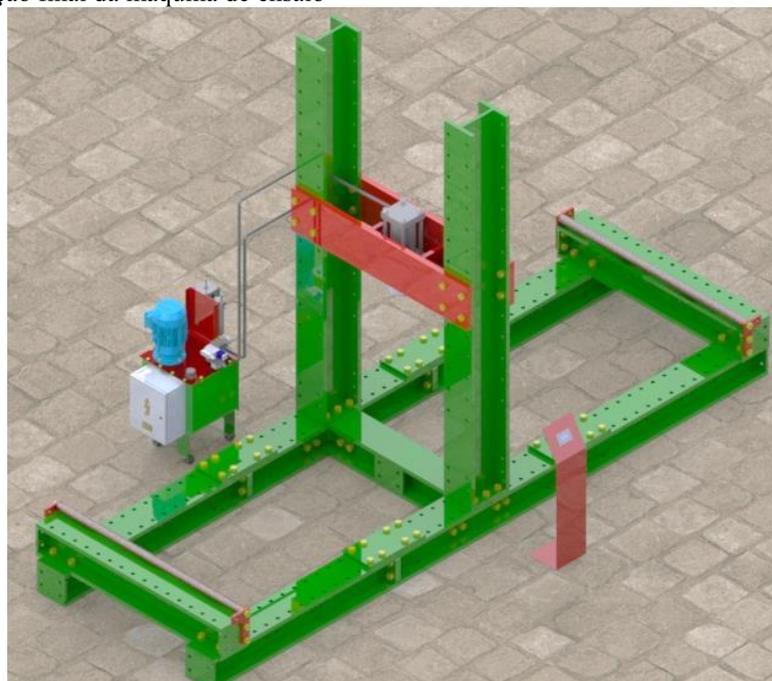
### 3.4 PROJETO DETALHADO

Como neste trabalho o protótipo não foi realizado, o projeto detalhado compreende o conjunto modelado de todas as partes e componentes (Figura 78). Nesse detalhamento, a máquina está montada para um ensaio de flexão em razão de ter as maiores dimensões de montagem.

O sistema hidráulico possui rodados para que possa ser facilmente transportado nos diversos tipos de ensaio. As mangueiras hidráulicas são do tipo flexível em virtude das diferentes alturas que a estrutura superior pode ser montada. Nela também há uma bancada de comando em que tem montados o CLP e a tela de controle dos ensaios.

Nota-se, também, que toda a estrutura de aplicação de carga do pórtico pode ser deslocada se houver necessidade de realização de cargas em diferentes locais do corpo de prova.

Figura 78– Concepção final da máquina de ensaio



Fonte: Autor

As características principais da concepção final da máquina de ensaio são:

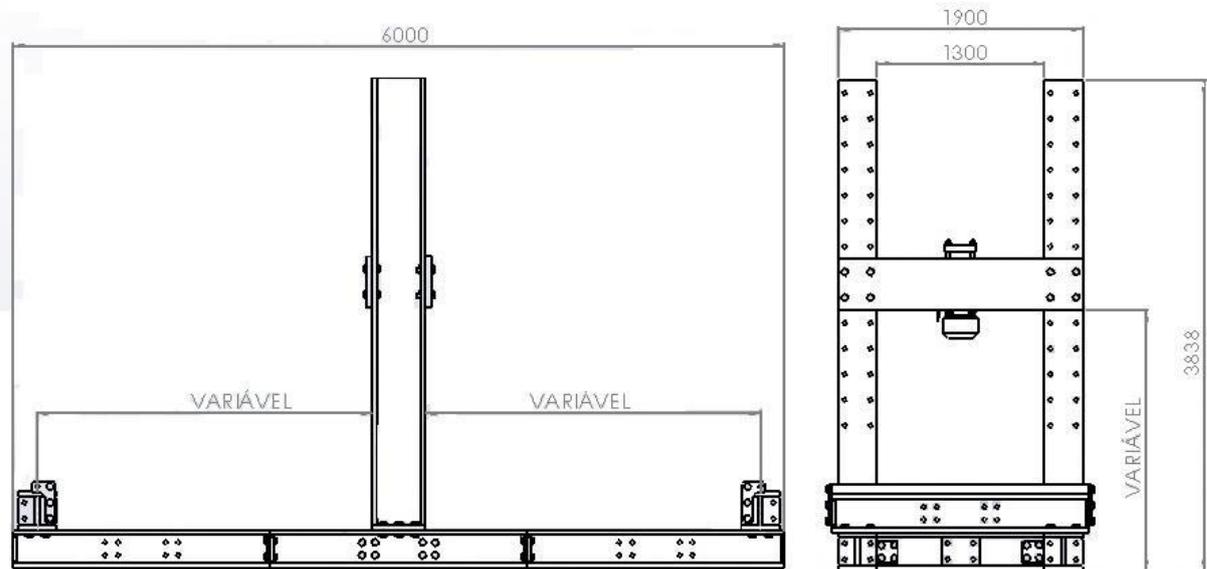
Tabela 18 – Características da máquina de ensaio

<b>Características</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Altura máxima corpo de prova	2922	mm
Largura máxima corpo de prova	1300	mm
Comprimento máximo corpo de prova	6000	mm
Curso atuador	200	mm
Maiores dimensões da máquina	1900 x 6000 x 3838	mm
Carga máxima de ensaio em compressão	≅ 500	KN
Carga máxima de ensaio de flexão	≅ 500	KN
Carga máxima de ensaio de tração	≅ 230	KN
Peso para ensaio de flexão	≅ 7300	Kg
Peso para ensaio de compressão/tração	≅ 6100	Kg
Peso para ensaio de flexão para vigas em balanço	≅ 5600	Kg
Peso para ensaios com fixação através de uma viga central	≅ 5200	Kg

Fonte: Autor

Uma análise de custo estimado encontra-se no apêndice C do trabalho. A Figura 79 mostra um esquema da máquina com as principais cotas.

Figura 79 – Projeto detalhado com as cotas principais da máquina de ensaio



Fonte: Autor

## 4 DISCUSSÕES DOS RESULTADOS

Os resultados obtidos no desenvolvido no capítulo 3 são discutidos separadamente em quatro grupos. O primeiro retrata os resultados proporcionados pela aplicação dos métodos e técnicas de projeto no desenvolvimento de um produto seguindo as quatro fases: especificação, projeto conceitual, anteprojeto e projeto detalhado. O segundo discute os resultados obtidos na aplicação do método elementos finitos para análise estrutural. O terceiro relata os resultados alcançados na aplicação e controle de carregamento da máquina. Finalmente, no quarto é feita uma análise sob a ótica do DFMA.

### 4.1 RESULTADOS NA APLICAÇÃO DE UMA METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE PROJETO

A metodologia adotada mostrou-se eficaz em virtude de que, a partir dos requisitos de entrada, conseguiu-se projetar uma máquina de ensaios capaz de realizar todos os requisitos determinados no começo do projeto. Há, portanto, um fluxo de trabalho correto, pois, com as informações de entrada seguidas das etapas de trabalho, foi possível projetar um equipamento com a concepção esperada.

A primeira fase (especificação do projeto) constituiu uma fase mais curta de todas as etapas de trabalho, porém essencial, uma vez que, com as informações coletadas, foi possível a elaboração da lista e requisitos do projeto.

Na fase conceitual do projeto, o número de variantes (combinações de concepção) foi elevado devido ao fato de que algumas variantes eram muito semelhantes, mudando apenas uma característica funcional. Por outro lado, ela mostrou-se eficaz, porque nenhuma concepção pode ser descartada em primeiro momento. Com a utilização da lista de seleção, adotando alguns critérios decisivos na realização do projeto, foi possível a eliminação de nove variantes não promissoras; as três mais promissoras foram avaliadas segundo critérios quantitativos. Notou-se nessa fase que, para este projeto, o custo de aplicação teve um fator de grande importância na escolha final da concepção.

Na fase de anteprojeto, a concepção escolhida foi detalhada e foram realizados todos os dimensionamentos: geométrico, estrutural e funcional. Um passo importante nessa fase foi a realização de um projeto modular, característica essa que a diferencia das máquinas existentes atualmente.

Na fase de anteprojeto, aconteceu o resultado final e realizou-se o modelamento de todos os componentes e listadas as principais características da máquina de ensaio.

#### 4.2 RESULTADOS ANÁLISE ESTRUTURAL ATRAVÉS DO MEF

Nas análises realizadas, foram importantes as considerações feitas para as condições de contorno, tipos de contatos existentes entre os elementos e também o tipo e tamanho de malha utilizada; essas características tiveram grande influência no resultado final de cada análise. O aspecto mais relevante foi analisar se a concepção final para todos os tipos de ensaios teria a rigidez estrutural exigida para cada aplicação.

Na análise com a montagem para ensaios de flexão, foi necessária a aplicação de reforços para garantir a função estrutural exigida, em razão de que o valor da tensão nos parafusos chegou a 1570,9 MPa em alguns pontos, obtendo assim um coeficiente de segurança de 0,6. Com a colocação do reforço, o valor máximo diminuiu significativamente para 370,71MPa, obtendo coeficientes de segurança que variam entre 2,61 e 15.

Na análise com a montagem para ensaios com viga em balanço, a falha ocorreu na deformação total, que chegou a 5 mm no suporte do copo de prova. Adotaram-se então suportes laterais para minimizar esse deslocamento, que passou a ser de valores que variam entre 0 e 0,4 mm.

Na análise com a montagem para ensaios de compressão, o valor máximo encontrado para a tensão foi de 574,45MPa em alguns pontos do parafuso, e os coeficientes de segurança nesses locais ficaram na faixa de 1,68 a 5.

Na análise com a montagem para ensaios de tração, o valor máximo encontrado para a tensão foi de 568,06MPa em alguns pontos do parafuso, e os coeficientes de segurança nesses locais ficaram na faixa de 1,68 a 5.

Na análise com a fixação do corpo de prova através da viga central, os valores obtidos nas duas condições de contorno foram muito parecidos, tendo um valor de aproximadamente 670 Mpa localizados em concentradores de tensão (cantos vivos); nos locais de maiores tensões, os coeficientes de segurança variaram de 1,44 a 5.

Os valores de menor rigidez na maioria das análises encontram-se nos parafusos das uniões que ligam os perfis do equipamento, sendo que os valores de tensão e coeficiente de segurança variam para cada tipo de montagem. De maneira geral, a rigidez exigida do equipamento foi atingida, levando em conta o fato de que os resultados obtidos em concentradores de tensão foram descartados, pois em análises de elementos finitos os cantos

vivos (arestas) tendem a ter valores de tensão elevados que não condizem com a realidade, sendo assim, seus valores podem ser desconsiderados.

A análise estrutural foi essencial ao desenvolvimento deste projeto, porque, depois de realizadas as análises, foram detectados alguns pontos passíveis de falhas. Assim, o projeto foi alterado conforme as falhas detectadas com o objetivo de evitá-las.

#### 4.3 RESULTADOS NO SISTEMA DE CONTROLE E APLICAÇÃO DE CARGAS

Diferentes tipos de configurações de sistemas para o controle e aplicação de cargas foram analisados; alguns são mais eficientes e flexíveis em relação à escolha final, porém nenhum sistema estudado apresentou melhor custo benefício do que o aplicado neste projeto. O principal motivo pela escolha do sistema adotado consiste no menor custo de aplicação, em função do tipo de aplicação que se espera do equipamento.

A máquina não fará ensaios de fadiga, pois isso acarretaria em um custo de aplicação maior do que o custo estimado (Apêndice C), isso em função de que o sistema de controle e o cilindro hidráulico seriam mais complexos dos que os utilizados neste projeto, além disso seria necessário um sistema de resfriamento do óleo hidráulico.

O sistema irá funcionar em uma lógica de malha fechada, em que a célula de carga e o transdutor de deslocamento montado no atuador hidráulico irão medir e informar instantaneamente um controlador, respectivamente a força e posição do atuador. Esse tipo de sistema é o mais utilizado nos diferentes tipos de equipamentos similares que foram pesquisados. A diferença básica existente entre alguns tipos de sistemas adotados em outras máquinas é principalmente que neles são utilizados *softwares* específicos de controle os quais permitem o controle de diversos parâmetros, tendo como vantagem principal o fato de poder controlar ensaios com carregamentos cíclicos.

#### 4.4 RESULTADOS SOB A ÓTICA DO DFMA (*DESIGN FOR MANUFACTURING AND ASSEMBLY*)

O método de DFMA visa que os produtos sejam projetados para facilitar a manufatura e montagem de seus componentes. Tem como princípios básicos:

- utilizar um número mínimo de componentes;
- utilizar componentes multifuncionais;
- desenvolver uma abordagem de projeto Modular;

- realizar montagem empilhada / Unidirecional;
- empregar materiais, componentes e processos padronizados;
- facilitar alinhamento e inserção de todos os componentes;
- eliminar ajustes.

Em relação ao número mínimo de componentes, inicialmente o equipamento era montado apenas com quatro conjuntos soldados e parafusos. Após a análise estrutural, verificou-se que em dois tipos de teste é necessária a montagem de reforço. Ainda assim, de modo geral, o projeto final ficou com um número pequeno de componentes.

Em relação aos componentes multifuncionais, cumpriu perfeitamente esse quesito. Exemplo disso é o perfil inferior da máquina, que é capaz de exercer diferentes funções nos distintos tipos de testes a ser realizados.

Quanto à modularidade, o projeto desenvolvido mostrou-se eficaz, pois, com um número relativamente pequeno de componentes, ela é capaz de realizar diferentes ensaios porque alguns módulos são multifuncionais.

No que se refere ao emprego de materiais, componentes e processos padronizados no equipamento, os materiais utilizados apresentam espessuras padrões dos fabricantes; da mesma forma, os parafusos utilizados são de tamanhos e classes normais. Em relação aos componentes padronizados, em primeiro momento, foram testados perfis de tipo “I” padronizados. Contudo, devido à grande rigidez exigida pela máquina, foi necessário utilizar perfis soldados. Quanto aos processos padronizados, será necessário utilizar o processo de corte de chapas, que pode ser realizado através de corte a plasma ou oxicorte, e as furações devem ser realizadas em fresa convencional. O processo de soldagem utilizado é do tipo GMAW, com necessidade de chanfros nas chapas com maiores espessuras.

Para facilitar o alinhamento das peças, os furos foram feitos de maneira simétrica nos componentes. Os furos devem ser feitos com uma folga de, no mínimo, 1,5 mm para facilitar a montagem.

Os parafusos não puderam ser evitados na montagem, pois encaixes rápidos complicariam os processos de fabricação e também aumentariam o custo total. As aplicabilidades de encaixes rápidos também comprometeriam as questões de rigidez da estrutura.

Do ponto de vista de um projeto voltado para fabricação e montagem, o trabalho mostrou-se ineficaz em alguns pontos, sobretudo nas questões voltadas à montagem. Isso porque o principal meio de ligação utilizada foi através de parafusos, o que torna o processo

de montagem lento. Entretanto, levando em consideração que o intuito do projeto não é a realização de uma produção em série, isso não se torna tão relevante na concepção final.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este capítulo aborda a conclusão do trabalho sobre os seguintes aspectos: atendimento aos objetivos, contribuição e propostas futuras para pesquisas.

### 5.1 ATENDIMENTO DOS OBJETIVOS

O objetivo geral de projetar uma máquina de ensaios mecânicos do tipo pórtico para avaliar e validar ligações metálicas e componentes estruturais submetidos a esforços de compressão, flexão e tração foi alcançado, pois o projeto concebido é capaz de realizar os diferentes tipos de testes com uma configuração básica e modular.

A modularidade foi o aspecto mais importante para que a concepção final fosse flexível, já que alguns elementos da máquina realizam diferentes funções nas distintas configurações de tipos de ensaios. Isso foi obtido a partir de uma concepção do equipamento como um todo e dividindo-o em módulos similares. Nos produtos atuais, é essencial que os projetistas pensem em concepções moldurares, pois a aplicação desse método pode significar menores custos e melhores aproveitamentos de materiais, sobremaneira em produtos que devam ser flexíveis e em produtos em série.

O objetivo específico de aplicar uma metodologia de projeto adequada para obter melhor concepção construtiva foi cumprido. Durante todo o trabalho desenvolvido, utilizou-se um método eficiente para essa aplicação, em razão de ser uma metodologia voltada principalmente para questões projetuais. Sem a aplicação dessa metodologia, o trabalho se tornaria desorganizado devido à complexidade do equipamento, tendo como consequência disso maior tempo no período de projeção.

Adotar uma metodologia para projetos de engenharia é uma prática cada vez mais difundida entre engenheiros. Existem inúmeros métodos propostos que buscam em sua totalidade auxiliar na organização e sequenciamento de tarefas no período de projeção de novos produtos. Cabe ao engenheiro decidir qual a metodologia a ser adotada; para isso, deve ser considerado o tipo do projeto, quantidade de pessoas envolvidas, prazo de entrega, entre outras questões.

O objetivo específico de realizar análise estrutural pelo método de elementos finitos foi cumprido, pois as diferentes configurações foram simuladas buscando o máximo de semelhança com a realidade em cada aplicação. Os resultados alcançados foram satisfatórios para garantir a grande rigidez de que esse tipo de equipamento necessita.

A aplicação de método de elementos finitos em análises estruturais, principalmente naquelas com modelos mais complexos, constitui uma prática cada vez mais utilizada em diferentes áreas da engenharia. O método não substitui os testes práticos realizados em protótipos, por exemplo, mas ajuda de forma significativa o engenheiro a prevenir futuras falhas e simular possíveis carregamentos. Portanto, as análises realizadas no trabalho não substituem os testes práticos que poderão ser realizados no futuro, mas dão a certeza de que algumas falhas foram evitadas e de que a máquina tem uma rigidez significativa.

O objetivo específico de realizar o dimensionamento funcional foi alcançado, pois, com informações de aplicações semelhantes e também com pesquisas com diferentes fabricantes de equipamentos para aplicação e controle da carga, foi possível realizar a seleção de dimensionamento do sistema de controle e hidráulico da máquina ensaio.

No dimensionamento hidráulico (Apêndice A), foram calculadas manualmente todas as variáveis do sistema, bem como dimensionados todos os componentes hidráulicos. Estes asseguram que o sistema irá trabalhar da forma desejada, pois as variáveis conhecidas para início dos cálculos foram as condições citadas na lista de requisitos e em itens padronizados de diferentes empresas. O cilindro hidráulico de simples ação com haste convencional foi escolhido pelo fato de que o objetivo é a realização de testes estáticos, pois, se as aplicações fossem para testes dinâmicos, a melhor forma construtiva seria um cilindro com haste passante. Em razão de futuras aplicações, optou-se em deixar o maior valor de carregamento para testes de compressão e flexão.

Os componentes do sistema de controle foram selecionados a partir dos requisitos do projeto e também baseados no sistema hidráulico dimensionado, sendo a opção com maior custo benefício entre as pesquisadas. No entanto, sua aplicação é limitada apenas para testes com o controle de um atuador e com carregamentos constantes.

De modo geral, todos os objetivos foram alcançados obtendo como resultado final do trabalho o projeto completo de toda a máquina, com todos os seus componentes, desde a parte estrutural e hidráulica até os componentes do sistema de controle.

## 5.2 CONTRIBUIÇÃO

A principal contribuição deste trabalho foi a concepção de uma máquina de ensaio capaz de realizar diferentes tipos de testes: flexão, compressão e tração. Ela pode ser utilizada em diferentes áreas da engenharia, na simulação de carregamentos para diferentes tipos de produtos, com um custo relativamente baixo em relação ao que existe atualmente.

Comprovou-se a eficácia de uma metodologia de projeto aplicada, pois com ela foi possível organizar o processo de projeto, a fim de buscar soluções seguindo critérios pré-estabelecidos, alcançando ao final do processo o objetivo inicial.

### 5.3 TRABALHOS FUTUROS

Na sequência, apresentam-se sugestões para trabalhos futuros.

- Fabricação da máquina e posterior realização de diferentes testes com as distintas configurações para comprovação de seu funcionamento.
- Projetar um sistema de segurança para os ensaios conforme norma do Ministério do Trabalho e Emprego (NR-12).
- Estudo de uma mancalização pivotada, para que a carga possa ser aplicada de modo inclinado em relação ao corpo de prova.
- Estudo de um sistema de aplicação de cargas dinâmicas, o que tornaria a máquina ainda mais flexível podendo realizar uma gama de ensaios dinâmicos.
- Realização de teste em diferentes áreas com componentes estruturais e ligações mecânicas.

## REFERÊNCIAS

- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM A6/A6M**: Standard Specification for General Requirements for Rolled Structural Steel Bars, Plates, Shapes, and Sheet Piling, 2013.
- AMPARO, L. R. **Análise teórico-experimental de ligações tipo luva compostas por perfis tubulares com parafusos em linha e cruzados**. 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Escola de Minas, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2014.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14762**: Dimensionamento de estruturas de aço constituídas por perfis formados a frio, 2010.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15980**: Perfis laminados de aço para uso estrutural – dimensões e tolerâncias, 2011.
- BACK, N. et al. **Projeto integrado de produtos**: planejamento, concepção e modelagem. Barueri: Manole, 2008.
- BAXTER, M. R. **Projeto de produto**: guia prático para o desenvolvimento de novos produtos. Tradução Itiro Iida. 2. ed. São Paulo: Blucher, 2000.
- BELLEI, I. H.; PINHO, F. O.; PINHO, M. O. **Edifícios de múltiplos andares em aço**. São Paulo: Pini, 2008.
- BONATTO, R. **Estudo do comportamento estrutural e otimização de cantoneiras de aço formadas a frio**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.
- BOSCHREXROTH. **Documentação técnica**. Disponível em: <[http://www.boschrexroth.com/country\\_units/south\\_america/brasil/pt/doc\\_downloads/catalog/s/index.jsp](http://www.boschrexroth.com/country_units/south_america/brasil/pt/doc_downloads/catalog/s/index.jsp)>. Acesso em: 6 out. 2013.
- CENTRO DE INFORMAÇÕES METAL MECÂNICA. **Soldagem**. Material Didático. Disponível em: <[www.cimm.com.br](http://www.cimm.com.br)>. Acesso em: 3 nov. 2013.
- CHAN, T. M.; GARDNER, L. Flexural buckling of elliptical hollow section columns. **Journal of structural engineering**, v. 135, p.135, 2009.
- CHODRAUI, G. M. B. **Análise teórica e experimental de perfis de aço formados a frio submetidos à compressão**. 2006. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.
- FERAREZ, C. S.; GOEDEL, F.; PRAVIA, Z. M. C. Estudo numérico experimental para avaliação de uma ligação parafusada viga-coluna com chapa de topo. **Teoria e Prática na Engenharia Civil (Online)**, v. 22, p. 25-32, 2013.
- FIALHO, A. B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 2. ed. São Paulo: Érica, 2003.

GARCIA, Amauri. **Ensaio dos materiais**. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

GROOVER, M. P. **Fundamentals of Modern Manufacturing**. 4. ed. John Wiley & Sons Inc: Danvers, 2010.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.

INSTITUTO BRASILEIRO DE SIDERURGIA. **Ligações metálicas**. Rio de Janeiro: IBS/CBCA, 2004.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 898-1: Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel**, 2013.

KAMRANI, A.; SALHIEH, S. **Product design for modularity**. Springer Science Business Media. 2. ed. LLC, 2002.

LI, W.; HAN, L. H.; REN, Q. Inclined concrete-filled SHS steel column to steel beam joints under monotonic and cyclic loading: Experiments. **Thin-Walled Structures**, v. 62, p. 118-130, 2013.

LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. 3. ed. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2003. Didática.

LÓPEZ, F. S. **Montagem e avaliação de uma máquina de solda por fricção**. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

MACHADO, Roberta Maria. **Análise numérica e experimental de ligações soldadas na direção de menor inércia do pilar**. 2013. Tese (Doutorado em Engenharia Civil) – Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2013.

MAGGI, Y. I. **Análise Numérica, via M.E.F., do Comportamento de Ligações Parafusadas Viga-Coluna com Chapa de Topo**. 2000. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2000.

MASIOLI, C. Z. **Análise teórica experimental de ligações em aço entre pilar tubular de seção circular e viga de seção I**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

MATTEI, F. **Desenvolvimento de equipamento para estudo de soldagem por fricção**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

MESSLER, Robert. **Joining of Materials and Structures**. Butterworth-Heinemann, 2004.

OREGON STATE UNIVERSITY. **School of Civil & Construction Engineering**. Corvallis, 2014. Disponível em: < <http://cce.engr.oregonstate.edu/structural/strongfloor.php>>. Acesso em: 2 out. 2014.

PAHL, G. et al. **Projeto na engenharia**: fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e aplicações. Tradução Hans Andreas Wener; revisão Nazem Nascimento. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

PFEIL, W.; PFEIL, M. **Estruturas de aço**: dimensionamento prático. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

REIS, S. L. F. **Análise teórica-experimental de ligações metálicas soldadas entre coluna em perfil tubular circular e viga em perfil de seção transversal “I”**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola de Minas, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2011.

RESENDE, Vitor Nuno Borges Silva. **Análise e dimensionamento de ligações metálicas segundo o Eurocódigo 3**: vantagens no uso de ligações semi-rígidas. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Faculdade de Engenharia do Porto, Universidade do Porto, Porto, 2009.

RILEY, W. F.; STURGES, L. D.; MORRIS, D. H. **Mecânica dos materiais**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003.

RUHR-UNIVERSITÄT BOCHUM. **Konstruktionsteilprüfung**. Bochum, 2012. Disponível em: <<http://www.ruhr-uni-bochum.de/kib-kon/konstruktionsteilpr%C3%BCfung/ausstattung/belastungsrahmen.html.de>>. Acesso em: 2 out. 2014.

SABBAGH, A. B.; CHAN, T. M.; MOTTRAM, J. T. Detailing of I-beam-to-CHS column joints with external diaphragm plates for seismic actions. **Journal of Constructional Steel Research**, v. 88, p. 21-33, 2013.

SILVA, A. C. **Estudo de ligações parafusadas em perfis formados a frio**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola de Minas, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2006.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. São Paulo: Bookman, 2005.

SOUZA, S. A. de. **Ensaio mecânicos de materiais metálicos**: fundamentos teóricos e práticos. 5. ed. São Paulo: Blucher, 1982.

TU, Y. Q.; SHEN, Y. F.; LI, P. Behaviour of multi-cell composite T-shaped concrete-filled steel tubular columns under axial compression. **Thin-Walled Structures**, v. 85, p.57-70, 2014.

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI FIRENZE. **Laboratorio Prove Strutture e Materiali**. Firenze. Disponível em: <<http://www.diceals.dicea.unifi.it/CMpro-v-p-22.html>>. Acesso em: 5 out. 2014.

UNIVERSITY OF BRADFORD. **Heavy Structures Laboratory**. Bradford, 2011. Disponível em: <<http://www.brad.ac.uk/research/rkt-centres/centre-for-sustainable-environments/services/heavy-structures-laboratory/>>. Acesso em: 2 out. 2014.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL. **Laboratório de Metalurgia Física**. Porto Alegre, 2013. Disponível em: <<http://demet.ufrgs.br/proeng.html>>. Acesso em: 15 set. 2013.

UNIVERSITY OF HOUSTON. **Structural Research Laboratory**. Houston, 2014. Disponível em: <<http://structurallab.egr.uh.edu/le/vertical-loading-system>>. Acesso em: 2 out. 2014.

VAN-LONG, H.; JEAN-FRANÇOES, D.; JEAN-PIERRA, J. Proposal of a simplified analytical approach for the characterisation of the end-plate component in circular tube connection. **Journal of Constructional Steel Research**, v. 90, p. 245-252, 2013.

WATTOM, J. **Fundamentos de controle em sistemas fluidomecânicos**. Tradução e revisão técnica Ricardo Nicolau Nassar Koury, Luiz Machado. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

## APÊNDICE A – Dimensionamento hidráulico

### Características do sistema hidráulico:

Pressão de trabalho: 200 Bar

Número de atuadores: 1

Vazão da bomba: 24 L/min

### Características do cilindro hidráulico selecionado:

Diâmetro Interno pistão: 177,8 mm

Curso: 200 mm

#### 1. Força máxima de avanço (compressão):

1.1 – Área do pistão:

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \longrightarrow A_p = \frac{\pi \cdot 0,1778^2}{4} \longrightarrow A_p = 0,02482 \text{ m}^2$$

1.2– Cálculo Força:

$$F = P \cdot A_p \longrightarrow F = 20000000 \cdot 0,02482 \longrightarrow F = 496400N$$

#### 2. Dimensionamento da haste do cilindro:

2.1– Flambagem (Critério de “EULER”)

Em função de aspectos construtivos da máquina, o cilindro tem uma extremidade fixa e outra livre, ou seja, o caso 1 do critério de “Euler”, portanto  $\lambda = 2L$ . O coeficiente de segurança adotado para cálculo foi de  $S = 12$ .

$$D_h = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot F}{\pi^3 \cdot E}} \longrightarrow D_h = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 20^2 \cdot 500000}{\pi^3 \cdot 2,1 \times 10^7}} \longrightarrow D_h = 82,6 \text{ mm}$$

2.2 – Pelo limite de escoamento – considerando um aço AISI 1045 tratado  $S_y = 434 \text{ MPa}$

$$D_h = \sqrt{\frac{S \cdot F \cdot 4}{\pi \cdot S_y}} \longrightarrow D_h = \sqrt{\frac{12 \cdot 500000 \cdot 4}{\pi \cdot 434}} \longrightarrow D_h = 132,67 \text{ mm} \longrightarrow D_h = 130 \text{ mm}$$

Foi utilizado no projeto o diâmetro calculado pelo limite de escoamento, ou seja, 130 mm sendo esse um valor aproximado ao calculado.

#### 3. Força máxima de retorno (Tração):

3.1- Área da Haste

$$A_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \longrightarrow A_h = \frac{\pi \cdot 0,130^2}{4} \longrightarrow A_p = 0,01327 \text{ m}^2$$

### 3.2 – Cálculo Força

$$A_c = A_p - A_h \longrightarrow A_c = 0,02482 - 0,01327 \longrightarrow A_c = 0,01155 \text{ m}^2$$

$$F = P \cdot A_c \longrightarrow F = 20000000 \cdot 0,01155 \longrightarrow F = 231000\text{N}$$

### 4. Velocidade máxima de avanço atuador:

$$V_a = \frac{Q}{A_p} \longrightarrow V_a = \frac{1,44}{0,0248} \longrightarrow V_a = 58 \text{ m/h} = 0,96 \text{ m/min.}$$

### 5. Dimensionamento do reservatório

Em função de não fazer ensaios dinâmicos apenas estáticos, não há necessidade de trocadores de calor, sendo que o cálculo pode ser realizado utilizando a regra prática.

$$\text{Volume do reservatório} \geq 3 \cdot Q_b \longrightarrow \text{Volume do reservatório} \geq 3 \cdot 24 = 72 \text{ litros}$$

### 6. Vazão Induzida

$$r = \frac{A_p}{A_c} \longrightarrow r = \frac{24820}{11550} \longrightarrow r = 2,14$$

$$Q_{ia} = \frac{Q_B}{r} \longrightarrow Q_{ia} = \frac{24}{2,14} \longrightarrow Q_{ia} = 11,21 \text{ L/min}$$

$$Q_{ir} = Q_B \cdot r \longrightarrow Q_{ir} = 24 \cdot 2,14 \longrightarrow Q_{ir} = 51,36 \text{ L/min}$$

Obs.: Filtros, dutos de retorno e válvulas que receberão fluido proveniente do cilindro devem ser dimensionados para a vazão máxima ( $Q_{IR}$ ), pois do contrário foi criada uma “pressão induzida”.

### 7. Dimensionamento Tubulação

#### 7.1 Tubulações de Sucção

$$Q = 24 \text{ L/min}$$

$$V = 100 \text{ cm/seg}$$

$$D_t = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot V}} \longrightarrow D_t = \sqrt{\frac{24}{0,015 \cdot \pi \cdot 100}} \longrightarrow D_t = 22,5 \text{ mm}$$

$$Re = \frac{V \cdot D_T}{\nu} \longrightarrow Re = \frac{100 \cdot 2,25}{0,45} \longrightarrow Re = 501,35 \longrightarrow \text{Laminar}$$

Diâmetro comercial tubo flexível 1”, sendo diâmetro interno 25,4 mm e externo 38,1mm

## 7.2 Tubulação Pressão

$$Q = 24 \text{ L/min}$$

$$V = 600 \text{ cm/seg}$$

$$D_t = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot V}} \longrightarrow D_t = \sqrt{\frac{24}{0,015 \cdot \pi \cdot 600}} \longrightarrow D_t = 9,2 \text{ mm}$$

$$R_e = \frac{V \cdot D_t}{\nu} \longrightarrow R_e = \frac{600 \cdot 0,91}{0,45} \longrightarrow R_e = 1226,6 \longrightarrow \text{Laminar}$$

Diâmetro comercial tubo flexível 3/8", sendo diâmetro interno 9,5 mm e externo 19mm.

## 7.3 Tubulação de retorno

$$Q = 51,6 \text{ L/min}$$

$$V = 300 \text{ cm/seg}$$

$$D_t = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot V}} \longrightarrow D_t = \sqrt{\frac{51,6}{0,015 \cdot \pi \cdot 300}} \longrightarrow D_t = 19,1 \text{ mm}$$

$$R_e = \frac{V \cdot D_t}{\nu} \longrightarrow R_e = \frac{300 \cdot 1,91}{0,45} \longrightarrow R_e = 1273,3 \longrightarrow \text{Laminar}$$

Diâmetro comercial tubo flexível 1", sendo diâmetro interno 25,4 mm e externo 38,1 mm.

## 8. Dimensionamento da Bomba/Motor

### 8.1 Volume de Absorção (cilindrada)

$$V_g = \frac{1000 \cdot Q_B}{n \cdot \eta_v} \longrightarrow V_g = \frac{1000 \cdot 24}{1800 \cdot 0,92} \longrightarrow V_g = 14,65 \text{ Cm}^3/\text{rotação}$$

### 8.2 Cálculo do momento de torção Absorvido

$$M_t = \frac{Q_B \cdot \Delta P}{100 \cdot \eta_{mh}} \longrightarrow M_t = \frac{24 \cdot 200}{100 \cdot 0,89} \longrightarrow M_t = 53,93 \text{ N.M}$$

### 8.3 Cálculo do momento da Potência Absorvida

$$N = \frac{M_T \cdot n}{9549} \longrightarrow N = \frac{53,93 \cdot 1800}{9549} \longrightarrow N = 10,16 \text{ KW} \longrightarrow N = 13,8 \text{ CV.}$$

Como a potência calculada é de 13,8 CV, o motor selecionado tem que ser 15 CV.

## 9. Cálculo perda de carga

### 10.1 Perdas de carga por singularidade na linha de pressão

Singularidade	Quant.	Comprimento por Unidade	Comprimento equivalente total
Cotovelo 90° Raio Longo	8	30 cm	240 cm
Curva 90° Raio Curto	6	30 cm	180 cm
Total			420 cm

$$L_t = L_1 + L_2 \longrightarrow L_t = 1000 + 240 \longrightarrow L_T = 1420 \text{ cm}$$

$$\Delta P = \psi \frac{5 \cdot L_T \cdot \rho \cdot V^2}{D_T} \longrightarrow \Delta P = 0,070 \frac{5 \cdot 1420 \cdot 888,1 \cdot 605,88^2}{0,95 \cdot 10^{10}} \longrightarrow \Delta P = 16,92 \text{ Bar}$$

Válvula	Quant.	Perda de Carga por Unidade	Perda de Carga Total
Válvula Proporcional de Pressão	1	2,5 Bar	2,5 Bar
Servo Válvula Direcional	1	10 Bar	10 Bar
Total (dP)			12,5 Bar

$$\Delta PT = \Delta P + dP \longrightarrow \Delta P = 17 + 12,5 \longrightarrow \Delta P = 29,5 \text{ Bar}$$

Condição Funcional do Sistema

$$PN > PT_B + \Delta PT \longrightarrow 200 \text{ Bar} > 170 \text{ Bar} + 29,5 \text{ Bar} \longrightarrow 200 \text{ Bar} > 199,5 \text{ Bar} \longrightarrow \text{OK}$$

## 10. Cálculo parede cilindro hidráulico

O coeficiente de segurança foi considerado de S=4 e o limite de escoamento do tubo 56 Kg/mm<sup>2</sup>.

$$Espessura = \frac{Pressão \cdot \varnothing \text{ Interno} \cdot S}{182 \cdot S_y} \longrightarrow Esp. = \frac{200 \cdot 177,8 \cdot 4}{182 \cdot 56} \longrightarrow Esp = 13,95 \text{ mm}$$

Foi usado o tubo comercial de diâmetro interno de 177,8 mm e diâmetro externo de 204,2 mm, sendo assim a parede é de 13,2 mm, tubo comercial mais próximo para a aplicação.

## APÊNDICE B – Pré-tensão dos parafusos

### 1. Características do Parafuso M33 – Categoria 10.9:

Área líquida ( $A_t$ ) = 694 mm<sup>2</sup>

Resistência à prova ( $S_p$ ) = 830 MPa.

### 2. Cálculo Carga de Prova:

$$F_p = A_T \cdot S_p \longrightarrow F_p = 830 \frac{N}{mm^2} \cdot 694 \text{ mm}^2 \longrightarrow F_p = 576020 \text{ N}$$

### 3. Condição de Montagem segundo Shigley et al. (2008) :

$$F_i = \begin{cases} 0,75 F_p - \text{para conexões não permanentes, fixadores reutilizados} \\ 0,90 F_p - \text{para conexões permanentes} \end{cases}$$

Portanto, para a aplicação de máquina, foi considerada a primeira condição,

$$F_i = 0,75 \cdot F_p \longrightarrow F_i = 0,75 \cdot 576020 \text{ N} \longrightarrow F_i = 432015 \text{ N}$$

## APÊNDICE C – Estimativa de Custos

<b>SISTEMA HIDRÁULICO</b>	
<b>DESCRIÇÃO</b>	<b>VALOR</b>
ATUADOR DE 500 KN	R\$ 2.800,00
GRUPO HIDRÁULICO	R\$ 40.000,00
TELA DE COMANDO	R\$ 2.000,00
<b>TOTAL SISTEMA HIDR.</b>	<b>R\$ 44.800,00</b>
<b>ESTRUTURA</b>	
<b>DESCRIÇÃO</b>	<b>VALOR</b>
ESTRUTURA DE AÇO	R\$ 49.000,00
PARAFUSO M33	R\$ 17.500,00
PORCA M42	R\$ 1.600,00
ARRUELA M33	R\$ 480,00
<b>TOTAL ESTRUTURA</b>	<b>R\$ 68.580,00</b>
<b>TOTAL</b>	<b>R\$ 113.380,00</b>

## ANEXO A – Máquina tipo pórtico | Universidade Federal do Rio Grande do Sul

A Universidade Federal do Rio Grande do Sul em seu laboratório de Metalurgia Física possui mais um pórtico com capacidade de aplicação de força de 1.000 KN, para ensaios de compressão, tração ou fadiga. Ele possui um atuador servo controlado para aplicação de carga uma célula de carga e transdutor de deslocamento para controle dos testes.

Máquina tipo pórtico de 1.000 KN – LAMEF



Fonte: <http://demet.ufrgs.br/proeng.html>

## ANEXO B – Máquina tipo pórtico | *Univerty of Maine*

A *Univerty of Maine*, localizada nos Estados Unidos, possui máquinas tipo pórtico para ensaios de componentes de edifícios, pontes, estruturas de transmissão, asas de avião, cascos de navio, vigas, entre outros; suas máquinas possuem grande capacidade de carga, que é realizada por um sistema hidráulico de grande capacidade.

Máquina de ensaio da *Univerty of Maine*



Fonte: <http://www2.umaine.edu/aewc/content/view/90/85/>

### ANEXO C – Máquina tipo pórtico | *University of Macau*

A *University of Macau*, localizada na China, possui duas máquinas do tipo pórtico, sendo que uma de menor capacidade realiza teste de até 300 KN, sua estrutura é parafusada e pode ser configurada para diferentes testes em estruturas. Já o pórtico de maior capacidade possui uma capacidade máxima de carga de 1000KN e também o configurado conforme cada necessidade de teste em estruturas metálicas; possui um sistema de aquisição de dados conectado a um computador.

Máquina de ensaio (1000KN) da *Univerty of Macau*



Fonte: <http://www.fst.umac.mo/en/lab/structure>

## ANEXO D – Máquina tipo pórtico | *National University of Singapore*

A *National University of Singapore*, localizada em Singapura, em seu laboratório de estruturas possui um pórtico metálico destinado ao teste em vigas e lajes, sendo que a aplicação de carga é realizada através de um macaco hidráulico e o controle de carga é realizado por uma célula de carga instalada no atuador hidráulico, como pode ser visto na figura.

Máquina de ensaio *National University of Singapore*



Fonte: <http://www.bdg.nus.edu.sg/labs/structures/beam.htm>

### ANEXO E – Máquina tipo pórtico | *Indian Institute of Technology Guwahati*

O *Indian Institute of Technology Guwahati*, localizado na Índia, possui uma máquina de ensaio do tipo pórtico para ensaios de estruturas em geral, possuindo atuadores servo-controlados com capacidade de carga de 100 KN, 250 KN e 1000KN. A máquina é capaz de realizar testes estáticos e dinâmicos nos componentes ensaiados.

Máquina de ensaio do *Indian Institute of Technology Guwahati*



Fonte: [http://www.iitg.ac.in/civil/struct\\_lab.html](http://www.iitg.ac.in/civil/struct_lab.html)

**ANEXO F – Máquina tipo pórtico | *University of Delaware***

A *University of Delaware*, localizada nos Estados Unidos, possui um laboratório para pesquisas avançadas em pontes, sendo que este dispõe de um pórtico metálico para aplicações de cargas em diferentes perfis de concreto armado e aço. O laboratório possui atuadores de diferentes capacidades de carga, o maior possui uma capacidade de carga de aproximadamente de 667 KN; todos os seus atuadores são controlados por um software específico de controle de carga e deslocamento para atuadores servo-controlados.

Máquina de ensaio da *University of Delaware*



Fonte: <http://sites.udel.edu/bridge-center/facilities/>

**ANEXO G** – Máquina tipo pórtico | *University of Toronto*

A *University of Toronto*, que está localizada no Canadá, possui um dos mais conceituados e premiados laboratórios de estruturas da América no Norte, com diversas máquinas de ensaio de diferentes capacidades e configurações, que fazem inúmeros testes para pesquisas voltadas a construções em concreto armado e aço. Possui também atuadores servo-controlados, sendo dois de 350KN e dois de 250KN. Destaca-se um pórtico de grandes proporções capaz de realizar testes em componentes de até 4 metros, possuindo dois atuadores, um no sentido axial da máquina com capacidade de carga de até 4500KN e outro no sentido transversal da máquina com capacidade de carga de até 1000KN, ambos funcionam com controle servo-hidráulico.

Máquina de ensaio da *University of Toronto*

Fonte: [http://www.civil.engineering.utoronto.ca/research/structural/Structural\\_Testing\\_Laboratories](http://www.civil.engineering.utoronto.ca/research/structural/Structural_Testing_Laboratories).

## ANEXO H – Máquina tipo pórtico | *Dublin Institute of Technology*

O *Dublin Institute of Technology*, localizado na Irlanda, possui dois pórticos para ensaio de estruturas, tendo as dimensões de 3 metros de altura e 4 de largura com uma capacidade máxima de carga de 200KN, que utiliza um software de controle e aquisição de dados; é empregado para testes em materiais estruturais podendo realizar ensaios estáticos e dinâmicos. Já o segundo pórtico tem atuadores e células de carga de diferentes capacidades, estando em uma faixa de carga entre 50KN até 300KN, suas dimensões são de 2 metros de altura e 3 metros de largura, também utiliza software para controle e aquisição de dados.

Máquina de ensaio *Dublin Institute of Technology*



Fonte: <http://www.dit.ie/civilengineering/facilities/structuraltestingfacilities/>

## ANEXO I – Máquina tipo pórtico | *University of North Texas*

A *University of North Texas*, localizada nos Estados Unidos, possui uma máquina de ensaio para componentes construídos de concreto armado e também para estruturas metálicas. O quadro de reação possui uma altura de aproximadamente 3,65 metros e comprimento de aproximadamente 4,90 metros com atuador servo-controlado com capacidade máxima de 155 KN.

Máquina de ensaio *University of North Texas*



Fonte: <http://engineering.unt.edu/technology/public/cyu/news/CNET%20Reaction%20Frame>